

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**

**Fakulta strojní**

**Katedra robotiky**

**Optimalizace robotického ramene s lineárními pohony**

**Optimization of a Robot Arm with Linear Drives**

Student:

Bc. Tomáš Vrožina

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Zdeněk Konečný, Ph.D.

Ostrava 2016

# Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Vrožina**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2301T013 Robotika  
Téma: **Optimalizace robotického ramene s lineárními pohony**  
**Optimization of a Robot Arm with Linear Drives**  
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

- 1) Analyzujte současný stav dokumentace robotického ramene s lineárními pohony.
- 2) Analyzujte možnosti různých typů tvarové a rozměrové optimalizace, pro zlepšení vlastností robotického ramene.
- 3) Navrhněte varianty konstrukcí ramene z hlediska výrobních možností. Hodnotovou analýzou vyberte optimální variantu.
- 4) Aplikujte tvarovou a rozměrovou optimalizaci na vybranou variantu řešení.
- 5) Zpracujte úplnou výrobní výkresovou dokumentaci optimalizované varianty, doložte technickou zprávou a potřebnými výpočty.
- 6) Zhodnoťte navrženou variantu, vypočítejte náklady na její pořízení.

Práci též doložte v elektronické podobě, ve formátu editoru MSWORD a konstrukční řešení v CAD systému (podle pokynů vedoucího).

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce. [online] [cit. 2013-11-07]. Dostupné z [www: <http://robot.vsb.cz/pozadavky-na-prace>](http://robot.vsb.cz/pozadavky-na-prace)
- [2] ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- [3] ISO 690. *Bibliografické citace: Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- [4] SKAŘUPA, J. *Kreativita a inovační myšlení v konstruování*. [online] 1. vyd. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2007. [cit. 2013-11-07]. 230 s. ISBN 978-80-248-1717-0. Dostupné z [www: <http://robot.vsb.cz/files/resources/kreativita\\_a\\_inovace.pdf>](http://robot.vsb.cz/files/resources/kreativita_a_inovace.pdf)
- [5] SKAŘUPA, J., MOSTÝN, V. *Metody a prostředky návrhu průmyslových a servisních robotů*. 1.vydání, Košice: Edice vědecké a odborné literatury – Strojní fakulta TU v Košicích, 2002. s 190. ISBN 80-88622-55-0
- [6] KONEČNÝ, Z., KRYŠ, V. *CAD III – pevnostní analýzy*. Ostrava : VŠB –TU Ostrava, 2007. 198 s. Multimediální učební text. ISBN 978-80-248-1513-8. (2007 - učebnice, skriptum). [online] [cit. 2015-10-

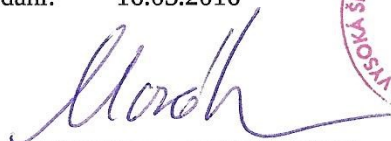
20]. Dostupné z www: <<http://robot.vsb.cz/skripta/cad-iii/index.html>>

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Zdeněk Konečný, Ph.D.**


Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



---

prof. Dr. Ing. Petr Novák  
*vedoucí katedry*



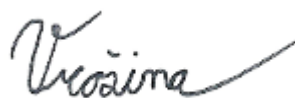
---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
*děkan fakulty*

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 16. 5. 2016



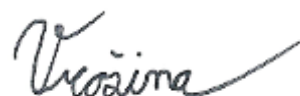
.....  
(podpis)

## **Prohlášení o využití výsledků diplomové práce**

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo;
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně, ke své vnitřní potřebě, diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3);
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě archivována v Ústřední knihovně VŠB-TUO a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že bibliografické údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO;
- bylo sjednáno, že v VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona;
- bylo sjednáno, že užít své dílo, diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mě požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě: 16. 5. 2016



.....  
Bc. Tomáš Vrožina

Adresa trvalého bydliště:

Višňová 1123

735 32, Rychvald

### **Poděkování**

Děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Zdenku Konečnému, Ph.D. za užitečné rady při zpracování diplomové práce.

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

VROŽINA, T. *Optimalizace robotického ramene s lineárními pohony: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra robotiky, 2016, 87 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Zdeněk Konečný, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá optimalizací robotického ramene s lineárními pohony, pro mobilní robot ARES. Úvod práce je zaměřen na pevnostní analýzy ramene. Na základě těchto analýz byla vytvořena hodnotová analýza a vybrána optimální varianta. Pro tuto optimální variantu byly provedeny pevnostní analýzy všech nosných součástí, které probíhaly v systému Creo Parametric 2.0. Také byly provedeny analýzy jednotlivých motorů. Všechny motory jsou navrženy pro nosnost ramene 20 kg. Diplomová práce obsahuje potřebné výpočty součástí, celkovou ekonomickou analýzu a výkresovou dokumentaci.

## ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

VROŽINA, T. *Optimization of a Robot Arm with Linear Drives: Diploma Thesis*. VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Robotics, 2016, 87 p. Thesis head: doc. Ing. Zdeněk Konečný, Ph.D.

This diploma thesis deals with optimization of a robot arm with linear drives, for mobile robot ARES. Introduction is focused on the stress analysis of arm. Based on theses analysis created value analysis and selected optimal solution. Stress analysis of all components was created for optimal solution. These analysis conducted in Creo Parametric 2.0. Analysis were conducted individual motors. Engines are designed for load arm 20 kg. Diploma thesis contains price calculation, technical documentation and calculations exposed part.

# Obsah

Seznam použitých značek .....	11
1 Úvod.....	13
2 Tvarová a rozměrová optimalizace .....	14
2.1 Numerické metody řešení .....	14
3 Topologická optimalizace .....	15
3.1 Přínosy topologické optimalizace .....	15
4 Metoda konečných prvků.....	17
5 PTC Creo Simulate .....	19
5.1 Vlastnosti.....	19
5.2 Typy analýz .....	19
6 Požadavkový list .....	20
7 Varianty řešení .....	21
7.1 Varianta č. 1 .....	21
7.2 Varianta č. 2 .....	23
8 Výběr optimální varianty .....	26
8.1 Zvolená kritéria .....	26
8.2 Hodnocení jednotlivých kritérií .....	26
8.3 Výpočet koeficientu významnosti .....	27
9 Rozpracování optimální varianty: Pevnostní výpočty .....	29
9.1 Připojovací příruba efektoru .....	29
9.2 Koncový plech .....	31
9.2.1 Starší verze.....	31
9.2.2 Nová verze .....	33
9.3 Rám .....	35
9.3.1 Starší verze.....	35
9.3.2 Nová verze .....	37
9.4 Rameno .....	40



9.4.1	Starší verze.....	40
9.4.2	Nová verze .....	42
9.5	Základní rameno.....	44
9.5.1	Starší verze.....	44
9.5.2	Nová verze .....	46
9.6	Držák motoru .....	49
9.6.1	Starší verze.....	49
9.6.2	Nová verze .....	51
9.7	Analýza celkové sestavy ramene .....	52
9.7.1	Analýza pro zatížení 15 kg .....	53
9.7.2	Analýza pro zatížení 20 kg .....	54
10	Kontrola pohonů .....	56
10.1	Torxis Servo i00853 .....	57
10.2	Linak LA31 .....	58
10.3	Linak LA23 .....	59
10.4	Linak LA22 (Translační pohyb).....	60
10.5	Linak LA22 (Rotační pohyb) .....	61
11	Kontrola stability na MR Ares.....	62
11.1	Kontrola stability při přímém vyložení ramene.....	62
11.2	Kontrola stability při příčném vyložení ramene .....	64
12	Kontrola jednotlivých kloubů .....	65
12.1	Rotační jednotka 1. Kloubu .....	65
12.1.1	Kontrola ložiska RE10016.....	66
12.2	Čep a ložiska 2. Kloubu.....	67
12.2.1	Kontrola čepu.....	67
12.2.2	Kontrola ložiska .....	68
12.2.3	Kontrola kritického místa šroubového spojení .....	70
12.3	Čep a ložiska 3. Kloubu.....	71

12.3.1	Kontrola čepu.....	71
12.3.2	Kontrola ložiska.....	73
12.4	Lineární vedení 4. Kloubu.....	74
12.5	Čep a ložiska 5. Kloubu.....	75
12.5.1	Kontrola čepu.....	75
12.5.2	Kontrola ložiska.....	77
13	Ekonomická analýza .....	78
14	Závěr .....	79
15	Seznam obrázků.....	81
16	Seznam tabulek.....	85
17	Seznam použité literatury .....	86
18	Seznam Příloh.....	87

**Seznam použitých značek**

<b>Značka</b>	<b>Význam</b>	<b>Jednotky</b>
$C$	Základní dynamická únosnost ložiska	[N]
$C_0$	Základní statická únosnost	[N]
$F_a$	Axiální síla působící na ložisko	[N]
$F_o$	Osová síla	[N]
$F_p$	Příčná síla	[N]
$F_r$	Radiální síla působící na ložisko	[N]
$F_{\text{Rameno+OM}}$	Gravitační síla ramene a objektu manipulace	[N]
$F_{\text{Robot}}$	Gravitační síla robotu	[N]
$L$	Životnost	[otáčky]
$M$	Exponent rovnice trvanlivosti	[/]
$M_L$	Moment působící na ložisko	[Nm]
$M_{I\text{Rameno+OM}}$	Moment ramene při přímém vyložení ramene	[Nm]
$M_{I\text{Robot}}$	Moment robotu při přímém vyložení ramene	[Nm]
$M_{II\text{Rameno+OM}}$	Moment ramene při příčném vyložení ramene	[Nm]
$M_{II\text{Robot}}$	Moment robotu při příčném vyložení ramene	[Nm]
$P_c$	Dynamické zatížení	[N]
$P_r$	Radiální dynamické ekvivalentní zatížení	[N]
$R_e$	Mez kluzu	[MPa]
$S_0$	Součinitel statické bezpečnosti	[/]
$X$	Koeficient radiálního dynamického zatížení ložiska	[/]
$Y$	Koeficient axiálního dynamického zatížení ložiska	[/]

$a$	Vzdálenost těžiště ramene k místu překlopení	[m]
$b$	Vzdálenost těžiště robotu k místu překlopení	[m]
$c$	Vzdálenost těžiště ramene k místu překlopení	[m]
$d$	Vzdálenost těžiště robotu k místu překlopení	[m]
$d_p$	Roztečný průměr válečků	[mm]
$f_z$	Součinitel tření na závitu	[/]
$m_{OM}$	Celková hmotnost objektu manipulace	[kg]
$m_{Rameno}$	Celková hmotnost ramene	[kg]
$m_{Robot}$	Celková hmotnost robotu	[kg]
$n$	Otáčky	[ot/min]
$q$	Koeficient významnosti	[/]
$\alpha_{Rameno}$	Úhel těžiště ramene vůči zemi	[°]
$\alpha_{Robot}$	Úhel těžiště robotu vůči zemi	[°]
$\beta$	Součinitel zohledňující složku krutu	[/]
$\beta_{Rameno}$	Úhel těžiště ramene vůči zemi	[°]
$\beta_{Robot}$	Úhel těžiště robotu vůči zemi	[°]
$\gamma$	Úhel stoupání závitu	[°]
$\sigma_t$	Normálové napětí v tahu	[MPa]
$\sigma_{red}$	Redukované napětí	[MPa]
$\tau_{DOV}$	Dovolené napětí ve střihu	[MPa]
$\tau_k$	Smykové napětí v krutu	[MPa]
$\tau_s$	Smykové napětí	[MPa]
$\varphi$	Redukovaný třecí úhel	[°]

# 1 Úvod

Cílem této diplomové práce je analyzovat současný stav dokumentace robotického ramene s lineárními pohony. Rameno má 5 stupňů volnosti, jeho dosah je 1300 mm a bude umístěno na mobilní robot Ares. Zdroj napájení je 24V a rychlost pohonů se pohybuje v rozmezí 12-27 mm/s. Dále je potřeba analyzovat možnosti různých typů tvarové a rozměrové optimalizace pro zlepšení vlastností robotického ramene. Navrhnout varianty konstrukcí ramene a vybrat optimální variantu. Aplikovat na tuto variantu tvarovou, rozměrovou a topologickou optimalizaci a výsledky analýz zhotoveny v CREO Simulate zhodnotit s původní verzí ramene. Je nutno říci, že tato práce bude optimalizovat celkovou tuhost ramene, což se může projevit na konečné hmotnosti ramene.

Tuto varianta bude zpracována do podoby, která bude vyrobitelná. Dále zkontrolují celkovou tuhost ramene a napětí. Pomocí CREO Mechanism Dynamics Options budou zjištěny síly a moment na těchto pohonech. Tyto údaje budou zaneseny do grafu a porovnány s maximálními veličinami daných motorů. Zpráva bude doplněna o celkovou výrobní dokumentaci ramene. V této diplomové práci se také budu zabývat pevnostními kontrolami jednotlivých čepů a ložisek v kloubech.

Na obr. č. 1 lze vidět výchozí sestavu ramene, na základě které bude tato diplomová práce vycházet.



Obrázek 1 - Výchozí sestava ramene [16]

## 2 Tvarová a rozměrová optimalizace

Řešením optimalizačních úloh je v podstatě hledání minimálních či maximálních hodnot funkcí o více proměnných při zadaných omezujících podmínkách. Tvarová a rozměrová optimalizace je způsob nalezení nejvhodnějších rozměrů a tvaru dané součásti, za účelem minimalizace hmotnosti, při zachování postačující tuhosti. Tyto kritéria jsou velmi protichůdná, a proto každá metoda optimalizace bude kompromisem mezi těmito kritérii. Pro optimalizaci technického objektu používáme tyto optimalizační parametry:

- 1) **Geometrické parametry:** Rozměry, úhly.
- 2) **Hmotnostní parametry:** Hmotnost, těžiště, momenty setrvačnosti.
- 3) **Materiálové parametry:** Mez pevnosti, mez pružnosti, modul pružnosti, dovolené namáhání atd.

Pro tvarovou a rozměrovou optimalizaci se nejčastěji používají numerické metody řešení. Tyto metody se dále rozdělují do několika skupin.

### 2.1 Numerické metody řešení

#### 1) Podle počtu optimalizačních proměnných

- a) Optimalizační úloha jedné proměnné
- b) Optimalizační úloha více proměnných

#### 2) Podle strategie optimalizace

- a) Pasivní: U této metody jsou předem určeny body, ve kterých se budou počítat cílové funkce.
- b) Postupné: Po vyhodnocení výsledků cílové funkce v jednom nebo více bodech, se rozhodne, ve kterých dalších bodech se bude cílová funkce počítat.

#### 3) Podle optimalizačních postupů

- a) Přímé: Využívají výpočtu funkčních hodnot cílové funkce.
- b) Gradientní: Vyžadují výpočet parciální derivace z cílové funkce nebo vedlejších podmínek z optimalizačních proměnných.

#### 4) Podle způsobu generování jednotlivých bodů

- a) Deterministické: Algoritmus jednoznačně určuje, ve kterém dalším bodě bude výpočet pokračovat.
- b) Stochastické: Body, ve kterých se bude cílová funkce počítat, jsou generovány náhodně.

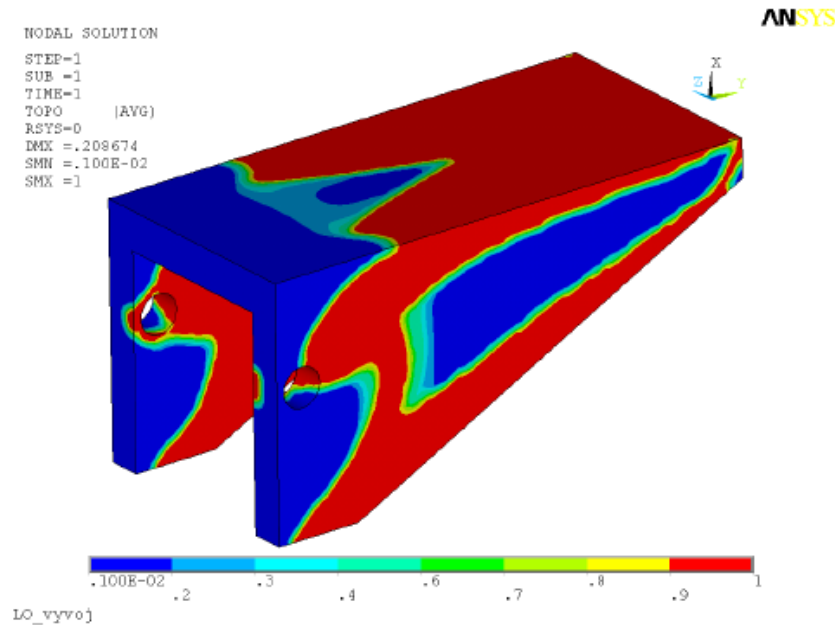
Optimalizace tvaru řeší nejlepší distribuci napětí v konstrukci změnou jeho tvaru. Rozměrová optimalizace se zabývá příčnými řezy jednotlivých částí konstrukce. Pokud je napětí v určitém místě konstrukce, může být na toto místo navrhnut příčný řez v podobě ocelového profilu.

### 3 Topologická optimalizace

Topologická optimalizace je speciální formou tvarové optimalizace, jejím cílem je co nejlépe zajistit využití materiálu nalezením maximální popř. minimální hodnoty účelové funkce při dodržení omezující funkce. Veličiny jednotlivých funkcí jsou závislé na typu optimalizace. Proměnnou hodnotou při topologické optimalizaci je tzv. pseudohustota, která je přiřazena každému elementu. Hodnota pseudohustoty se pohybuje v rozmezí od 0 do 1, přičemž hodnoty, které se blíží k 0, jsou přiřazeny elementům, které mají být odebrány. Naopak hodnoty, které se blíží k 1, jsou elementy, které v modelu musí zůstat. Cílem konstrukce technického objektu je vytvořit strukturu s topologií co nejlépe zohledňující způsoby silového namáhání. Pomocí této optimalizace lze dosáhnout maximalizace statické tuhosti při omezeném objemu.

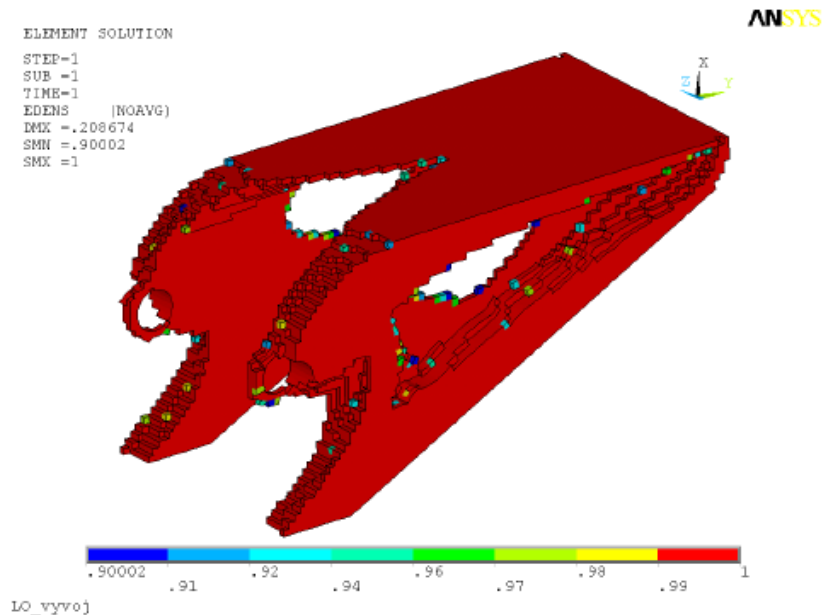
#### 3.1 Přínosy topologické optimalizace

- 1) Úspory použitého objemu konstrukčního materiálu
- 2) Optimální rozložení materiálu v technickém objektu
- 3) Maximalizace statických tuhostí



Obrázek 2 – Rozložení pseudohustot [12]

Na obrázku č. 2 je znázorněno rozložení pseudohustot elementů. Modrá barva označuje pseudohustoty elementů, které se blíží k 0 a můžou tak být z modelu odstraněny. Naopak červená barva označuje pseudohustoty elementů, které se blíží k 1 a musí v modelu zůstat.



Obrázek 3 - Zobrazení pseudohustot v intervalu 0,9 – 1 [12]

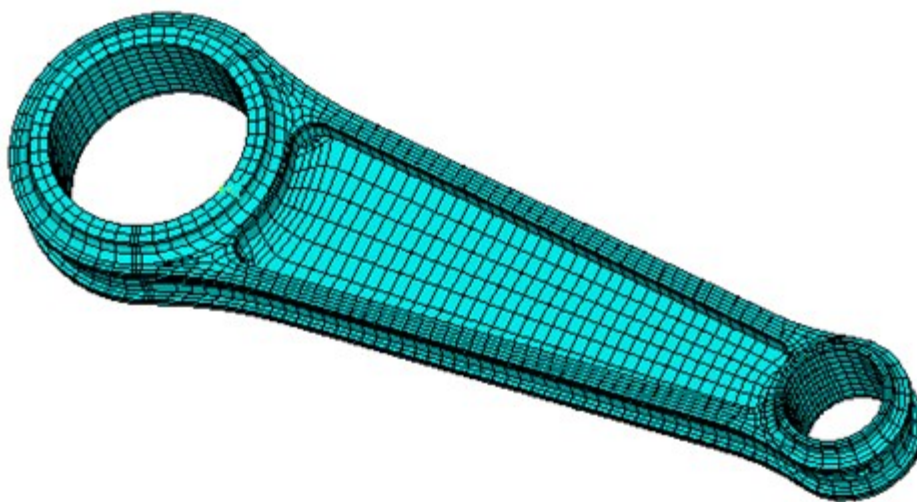
Na obrázku č. 3 je znázorněno, jak by mohl vypadat tvar modelu po topologické optimalizaci.



## 4 Metoda konečných prvků

Metoda konečných prvků vznikla kolem roku 1956 ve výzkumném centru aeronautické a kosmické mechaniky v Ohio. Je založena na Lagrangeově principu: Těleso je v rovnováze, jestliže celková potenciální energie deformace soustavy je minimální. Veškeré optimalizační principy předpokládají schopnost určení velikostí napětí a deformace, aby bylo možné porovnat optimalizovaný technický objekt s původním. Výpočtové metody založené na analytickém přístupu pro zjištění neznámých veličin jsou vhodné jen pro součásti základních tvarů jednoduchým zatížením. Složitější tvary součástí řešíme pomocí výpočtových programů, jako jsou Ansys, Adams, OOFEM, PTC Creo (structural analysis) atd. Výhody výpočtových metod CAD systémů jsou především zkrácení vývojového času a snižování výrobních nákladů.

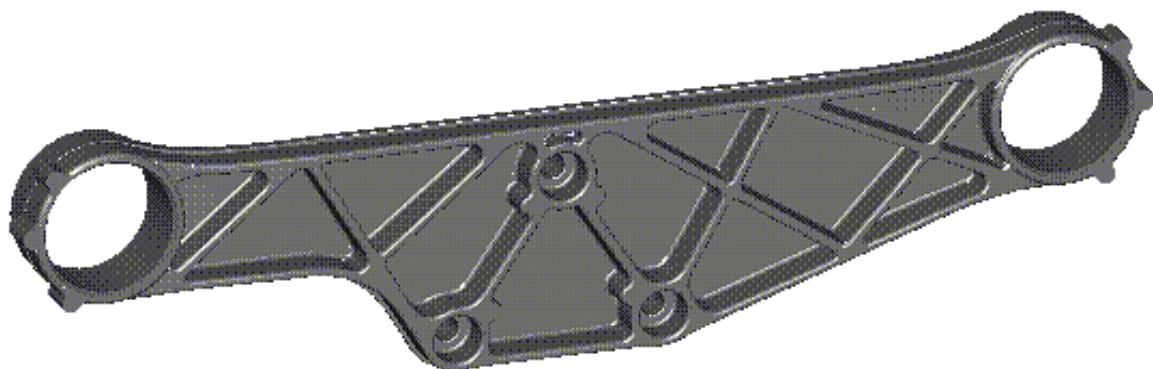
Podstatou této metody je nahrazení tělesa jasně definovanými elementy určitého tvaru a rozměru. Po rozložení těchto elementů po celém modelu získáme tzv. síť. Vazba mezi jednotlivými sousedními elementy je realizována v jednotlivých bodech (uzlech). Pro každý bod (uzel) je sestavena matice tuhosti prvku a následně je řešena soustava parciálních diferenciálních rovnic. Po vyřešení všech soustav rovnic zjistíme průběh namáhání v celém technickém objektu.



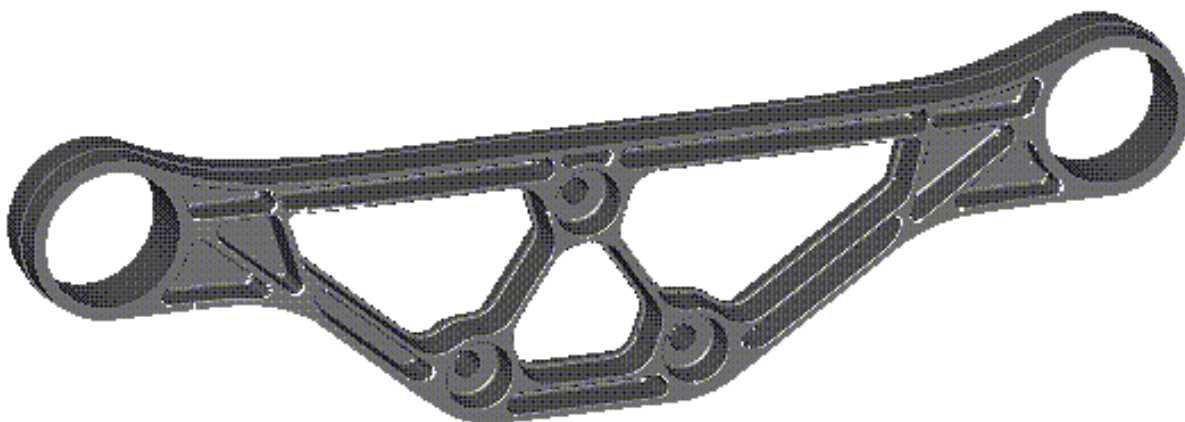
Obrázek 4 - Síť modelu ojnice [14]

Na obrázku č. 4 je znázorněn model ojnice, který má vyobrazenou síť pomocí čtyřuzlových elementů o určité velikosti.

Výpočtové programy umožňují konstruktérovi stanovit vliv jednotlivých parametrů a to jak rozměrových tak i materiálových. Takové znalosti umožňují změny konstrukce, které by dříve bez ověření na samotném fyzickém modelu nebylo možné stanovit. Obvykle takové postupy vedou k objevení úplně nových řešení.



Obrázek 5 - Tvar technického objektu před optimalizací [13]



Obrázek 6 - Technický objekt po optimalizaci [13]

Na obrázku č. 6 je znázorněn technický objekt po optimalizaci. Při zachování pevnosti a tuhosti došlo k 50 % snížení celkové hmotnosti.

## 5 PTC Creo Simulate

Tento modul je součástí balíčku firmy PTC, pomocí kterého je možno simulovat, vyhodnocovat a optimalizovat chování technických objektů.

### 5.1 Vlastnosti

- 1) **Přímá vazba se systémem Creo Parametric**, což znamená, že všechny analýzy lze provádět přímo na modelu součásti, nebo strojního uzlu, který byl vymodelován v tomto prostředí.
- 2) **Automatická tvorba sítě tzv. geometrických prvků**. Modul umožňuje generovat síť prvků, které jsou potřebné k pevnostní analýze.
- 3) **Generace sítě pro standardní metodu konečných prvků a vyhodnocení výsledků z jiných řešičů**. V případě složitých výpočtů, které nejsou vhodné pro modul Structure, lze vygenerovat síť prvků pro použití v Ansysu apod.
- 4) **Zatížení a okrajové podmínky**. Lze přímo aplikovat na geometrické entity, nebo na entity vygenerované sítě. Umožňuje zadávat zatížení na rovinné, rotační plochy nebo na křivky a do bodů.
- 5) **Vyváženost požadavků na přesnost výpočtového modulu a rychlost řešení**. Modul využívá adaptivní P-technologie. Ta je založena zpřesňování výpočtu zvyšováním stupně polynomu řešených rovnic, při výpočtu napětí a deformací.

### 5.2 Typy analýz

- 1) **Statické analýzy**. Součást nebo sestava může být zatížena statickou silou, nebo momentem s konstantní hodnotou.
- 2) **Modální analýzy**. Umožňují zjistit vlastní frekvence modelu.
- 3) **Vzpěr**. Touto analýzou se zjišťuje bezpečnost dlouhých tyčí.

4) **Životnost a předpět'ová analýza.**

5) **Dynamická analýza.** Vychází z modální analýzy a umožňují zadávat zatížení závislá na čase.

6) **Optimalizační studie.** Nástroje pro aplikaci tvarové a rozměrové optimalizace.

## 6 Požadavkový list

Při navrhování jednotlivých variant řešení musíme dodržet kritéria, která jsou uvedena v požadavkovém listě.

<b>Body zadání</b>	
<b>Požadavek</b>	<b>Popis</b>
Tvar	Aplikovat tvarovou optimalizaci na vybranou variantu řešení
Rozměr	Aplikovat rozměrovou optimalizaci na vybranou variantu řešení
Topologie	Aplikovat topologickou optimalizaci na vybranou variantu řešení
Tuhost ramene	Zvýšit celkovou tuhost ramene
Výkresová dokumentace	Zpracovat úplnou výrobní výkresovou dokumentaci

Tabulka 1 - Body zadání

<b>Požadavkový list</b>	
Mobilní robot	Ares
Počet stupňů volnosti	5
Dosah	1300 mm
Nosnost	15 - 20 kg
Typy pohonů	Lineární
Zdroj napájení	24VDC
Rychlost pohonů	12 - 46 mm/s
Min. tuhost ramen	+2 mm
Materiál ramen	Ocel, hliník

Tabulka 2 - Požadavkový list

## 7 Varianty řešení

### 7.1 Varianta č. 1

Ve variantě č. 1, byl řešený šroubovaný základ ramene, viz obr. č. 7. Rameno bylo vysunuto do maximální možné délky a zatíženo silou, která vzniká od gravitační síly efektoru a objektu manipulace. Nosnost ramene ve vysunutém stavu činí 15kg tedy 147,15N.



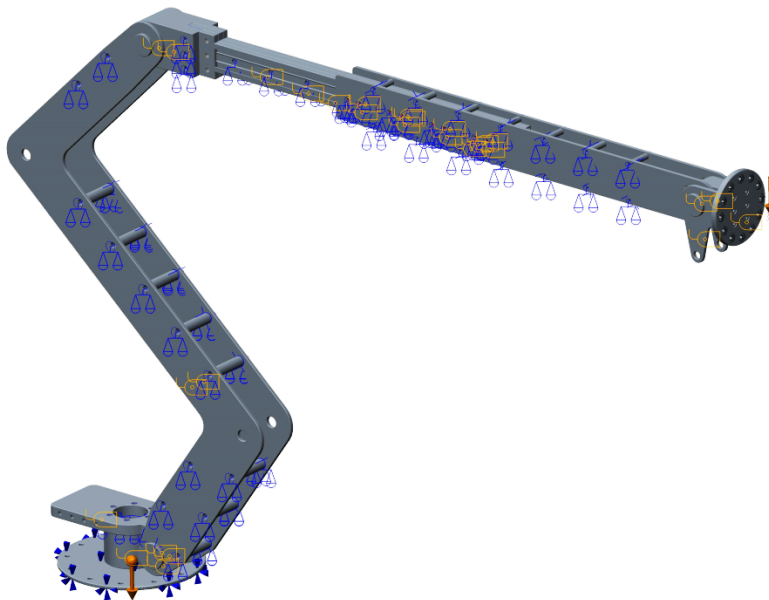
Obrázek 7 - Šroubovaná varianta

Na obr. č. 8 lze vidět detail šroubovaného základu ramene. Mezi dva plechy byl vložen čep o průměru 14 mm a osazením 10mm s vnitřním závitem M6 z obou stran.



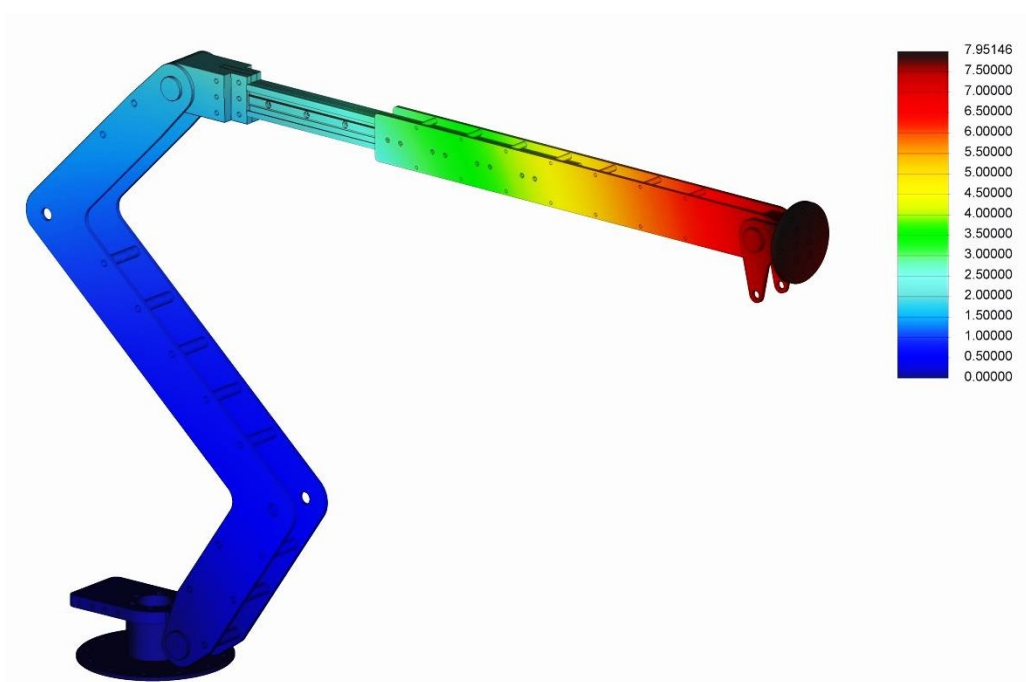
Obrázek 8 - Detail šroubovaného základu ramene

Pevnostní výpočty ramene byly prováděny v prostředí CREO Simulate. Byly zde nadefinovány materiály jednotlivých komponent, upevnění ramene, působení gravitace a plošné regiony. Byly také nadefinovány jednotlivé šrouby a působící síla, která vzniká od gravitační síly efektoru a objektu manipulace.



Obrázek 9 – Definovaná šroubovaná sestava v prostředí CREO Simulate

Celková deformace šroubované varianty na konci ramene činí 7,95 mm.



Obrázek 10 - Celková deformace šroubované varianty

Celkové napětí ve šroubované variantě je 202 MPa.



**Obrázek 11 - Celkové napětí šroubované varianty**

## **7.2 Varianta č. 2**

Ve variantě č. 2, byl řešený svařovaný základ ramene, viz obr. č. 12. Rameno bylo vysunuto do maximální možné délky a zatíženo silou, která vzniká od gravitační síly efektoru a objektu manipulace. Nosnost ramene ve vysunutém stavu činí 15kg tedy 147,15N.



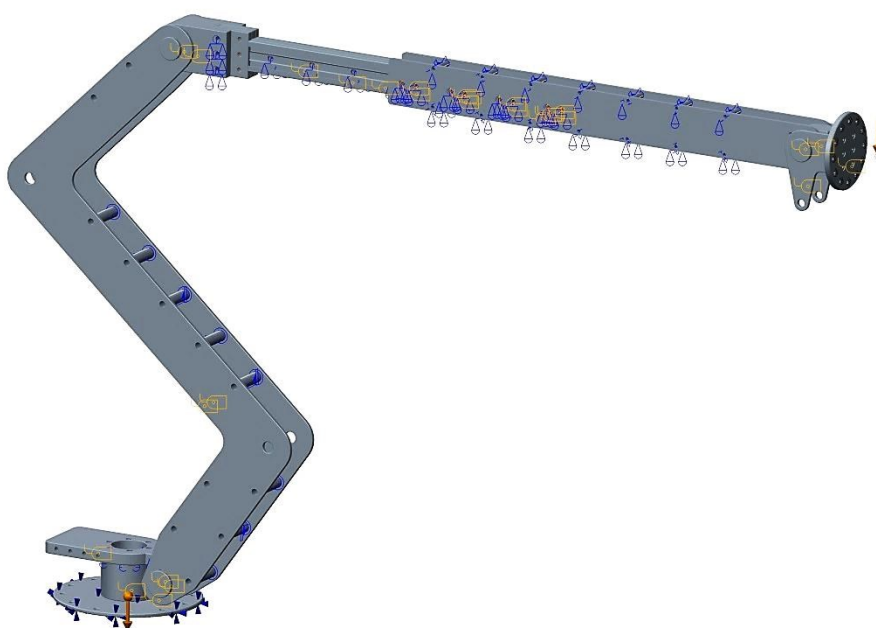
**Obrázek 12 - Svařovaná varianta**

Na obr. č. 13 lze vidět detail svařovaného základu ramene. Mezi dva plechy byl vložen plný čep s osazením.



Obrázek 13 - detail svařovaného základu ramene

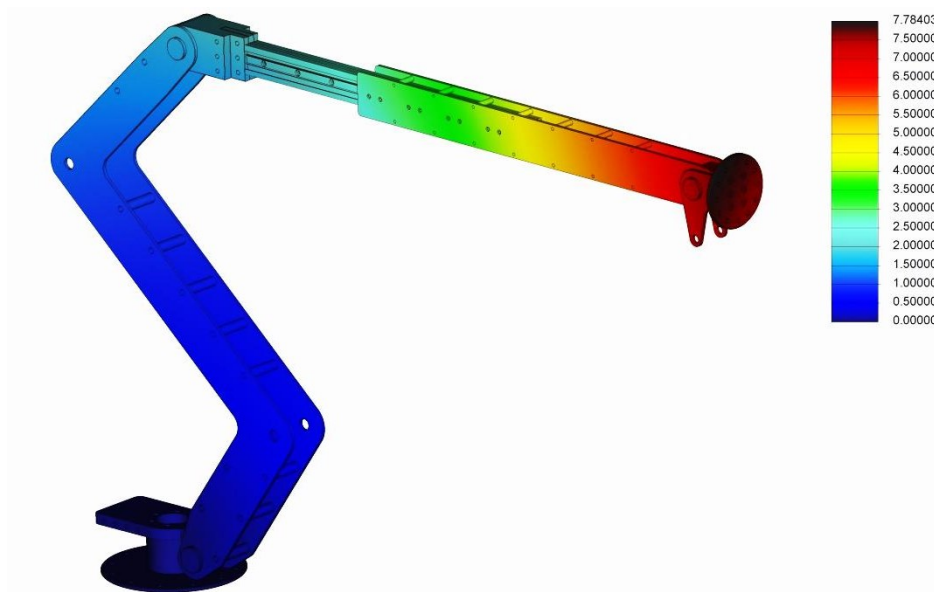
Pevnostní výpočty ramene byly prováděny v prostředí CREO Simulate. Byly zde nadefinovány materiály jednotlivých komponent, upevnění ramene, působení gravitace a plošné regiony. Byly také nadefinovány jednotlivé šrouby, svary a působící síla, která vzniká od gravitační síly efektoru a objektu manipulace.



Obrázek 14 - Definovaná svařovaná sestava v prostředí CREO Simulate



Celková deformace svařované varianty na konci ramene činí 7,78 mm.



Obrázek 15 - Obrázek 9 - Celková deformace svařované varianty

Celkové napětí ve svařované variantě je 208 MPa.



Obrázek 16 - Celkové napětí svařované varianty

## 8 Výběr optimální varianty

Z dosud navržených variant je nutné vybrat optimální variantu. Pro výběr byla použita hodnotová analýza. Díky této analýze je možné srovnat navržené varianty podle kritérií, které byly určeny.

### 8.1 Zvolená kritéria

Označení kritéria	Název kritéria	Popis
K1	Deformace	Celková deformace ramene
K2	Napětí	Celkové napětí ramene
K3	Výroba	Složitost výroby
K4	Hmotnost	Celková hmotnost ramene
K5	Cena	Výsledná cena ramene

Tabulka 3 - Kritéria hodnocení

Hodnoty kritérií	
6	Vysoká úroveň
5	Dobrá úroveň
4	Průměrná úroveň
3	Nízká úroveň
2	Nevyhovující úroveň
1	Nepříznivý stav

Tabulka 4 - Hodnoty kritérií

Významnost kritérií	
2	Nejvyšší
1	Nejnižší

Tabulka 5 - Významnost kritérií

### 8.2 Hodnocení jednotlivých kritérií

Hodnocení jednotlivých kritérií variant					
Kritéria	K1	K2	L3	K4	K5
	Deformace	Napětí	Složitost výroby	Hmotnost	Cena
Varianta I Šroubovaná	4	6	6	4	6
Varianta II Svařovaná	6	4	4	5	4

Tabulka 6 - Hodnocení jednotlivých kritérií

## Porovnávání kritérií

Porovnávané páry kritérií				Počet voleb ni	Pořadí	Váha významnosti
K1	K1	K1	K1	4	1.	2
K2	K3	K4	K5			
	K2	K2	K2	3	2.	1,75
	K3	K4	K5			
		K3	K3	0,5	4.5	1,125
		K4	K5			
			K4	0,5	4.5	1,125
			K5	2	3	1,5

Tabulka 7 - Porovnávání kritérií

## 8.3 Výpočet koeficientu významnosti

Koeficient významnosti určuje jednotlivá kritéria od nejvýznamnějších po méně významné.

$$q = 0,25 \cdot n1 + 1 = 0,25 \cdot 4 + 1 = 2 \quad (1)$$

Kritérium	Koeficienty významnosti
K1	2
K2	1,75
K3	1,125
K4	1,125
K5	1,5

Tabulka 8 - Koeficienty významnosti

Porovnání variant					
Kritérium	Váha významnosti	Varianta I		Varianta II	
		b	Vážený index	b	Vážený index
K1	2	4	8	6	12
K2	1,75	6	10,5	4	7
K3	1,125	6	6,75	4	4,5
K4	1,125	4	4,5	5	5,625
K5	1,5	6	9	4	6
Celkový součet vážených indexů			38,75		35,125

Tabulka 9 - Výpočet vážených indexů

Porovnání variant		Pořadí
Varianta 1	38,75	1.
Varianta 2	35,125	2.

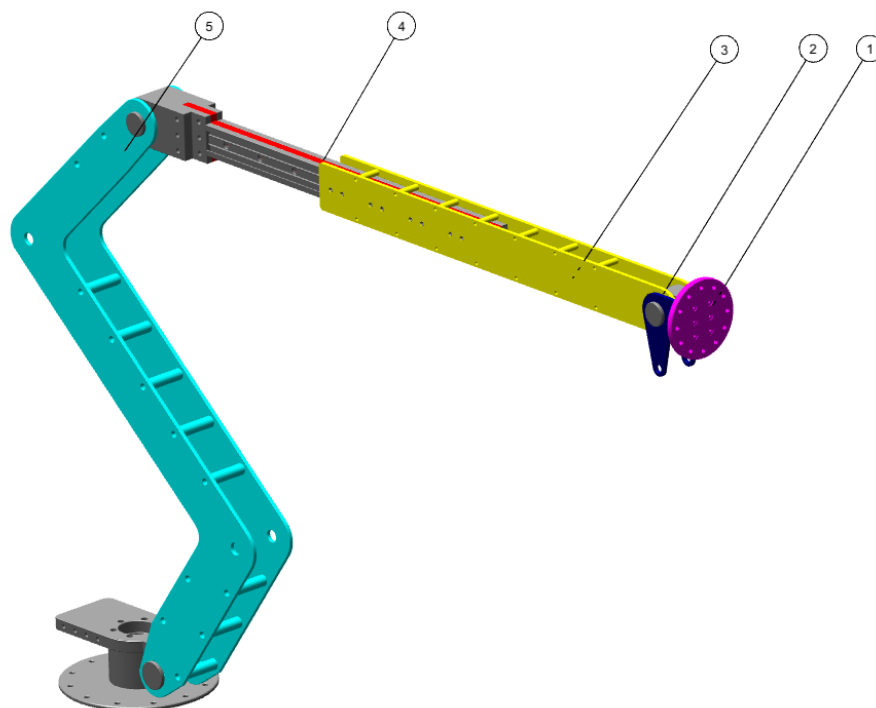
**Tabulka 10 - Porovnání variant**

Z tabulky č. 10 je patrné, že optimální je **varianta č. 1** se šroubovaným základem ramene, její vážený index je **38,75**. Je to tedy optimální varianta, která bude v následující části diplomové práce detailně rozpracována. Tato varianta byla vybrána také z toho důvodu, že svařovaná verze základu by se mohla deformovat. Budou také provedeny pevnostní analýzy jednotlivých komponent, výpočty namáhaných součástí a výběr normalizovaných součástí od jednotlivých výrobců. Na obrázku č. 17 je zobrazena optimální varianta.

**Obrázek 17 - Optimální varianta**

## 9 Rozpracování optimální varianty: Pevnostní výpočty

Tato kapitola bude věnována pevnostním výpočtům jednotlivých komponent ramene. Výpočty budou postupovat od přípojovací příruby efektoru (1). Pevnostní analýzy budou prováděny v CREO Simulate.



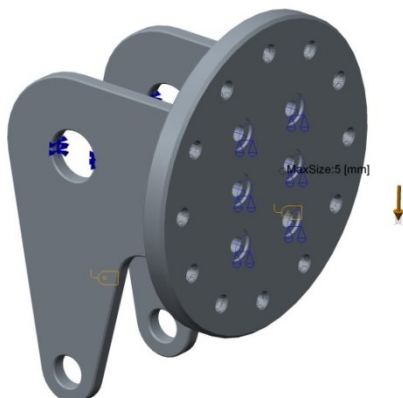
Obrázek 18 - Očíslování jednotlivých komponent pro analýzy

### 9.1 Připojovací příruba efektoru



Obrázek 19 - Připojovací příruba efektoru

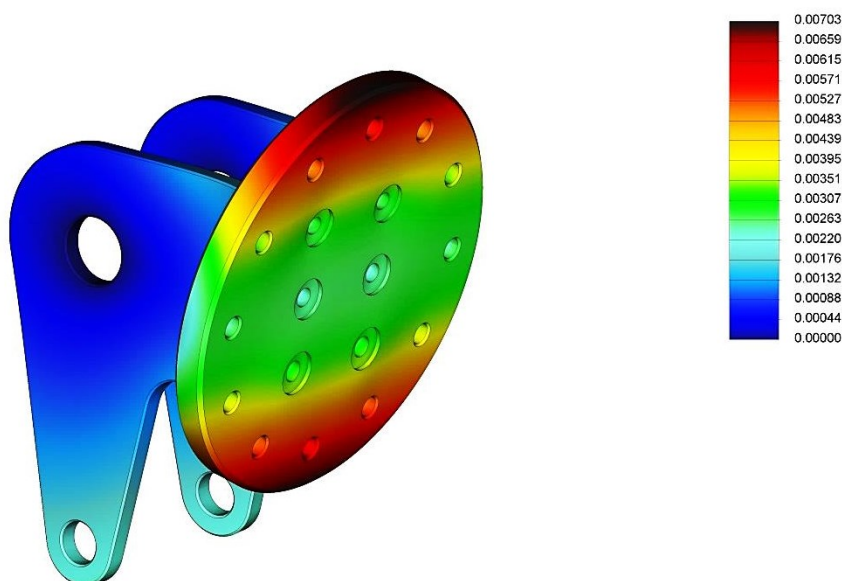
Pevnostní analýza byla řešena jako sestava. Připojovací příruba byla zatížena silou, která vzniká od gravitační síly efektoru a objektu manipulace, její orientaci lze vidět na obr. č. 20, vzdálenost od příruby je 50 mm. Byl vytvořen bod, který je s přírubou spojen pomocí funkce rigid link a na tento bod byla následně aplikována zatěžovací síla. Dále byly definovány materiály pro jednotlivé součásti, do sestavy byly vloženy šrouby. Plechový díl byl vložen jako pevná součást a mezi jednotlivými komponenty byl vytvořen kontakt. Velikost mřížky pro pevnostní výpočet byl zvolen 5 mm.



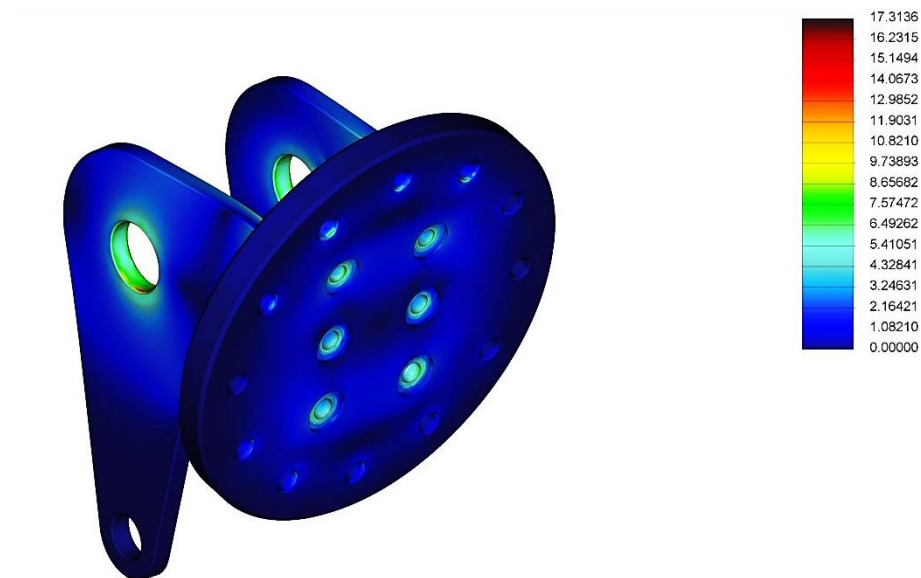
Obrázek 20 - Definovaná sestava příruby v CREO Simulate

Zatěžovací síla efektoru + objektu manipulace	148 N
Materiál	EN AW 6082
Dovolené napětí s koeficientem bezpečnosti 2	125 MPa [5]

Tabulka 11- Vlastnosti příruby efektoru



Obrázek 21 – Maximální deformace příruby efektoru



Obrázek 22 – Maximální napětí příruby efektoru

Na obr. č. 21 je zobrazena maximální deformace příruby efektoru. Maximální deformace byla vypočtena 0,007 mm což je v pořádku a součást nepotřebuje další tvarové ani rozměrové úpravy. Na obr. č. 22 je zobrazeno maximální napětí. Napětí bylo vypočteno 17,3 MPa, tato hodnota je menší než dovolených 125 MPa.

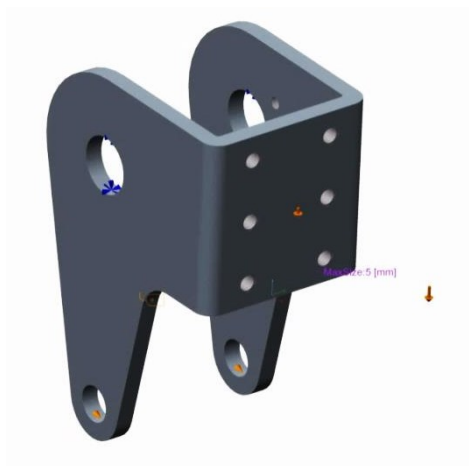
## 9.2 Koncový plech

### 9.2.1 Starší verze



Obrázek 23 - Koncový plech starší verze

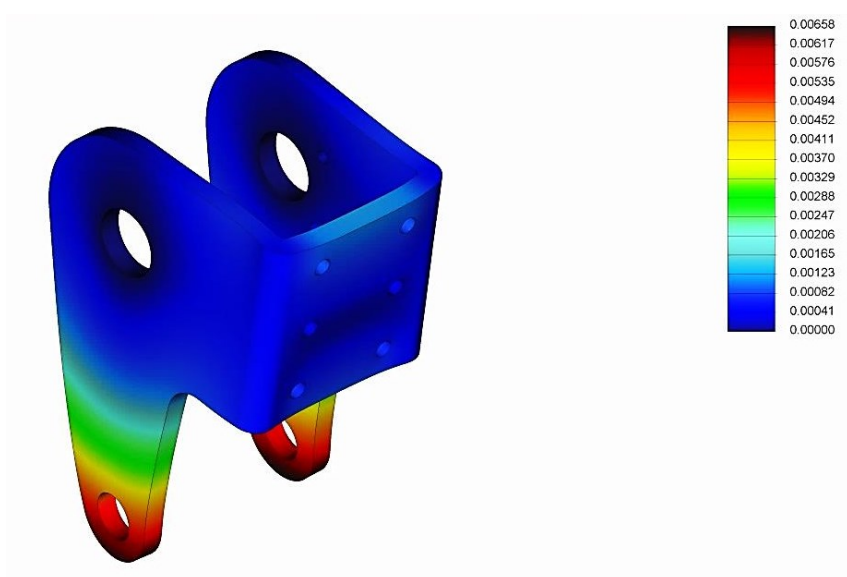
Pevnostní analýza byla řešena jako jednotlivá součást. Koncový plech byl zatížen silami, které vznikají od gravitační síly připojovací příruby, efektoru a objektu manipulace, jejich orientace lze vidět na obr. č. 24. Byly vytvořeny body, které jsou s přírubou spojeny pomocí funkce rigid link a na tyto body byly následně aplikovány zatěžovací síly. Na součást také působí síla od pohonu LA22. Dále byl definován materiál. Velikost mřížky pro pevnostní výpočet byl zvolen 5 mm.



Obrázek 24 - Definovaná součást koncového plechu v CREO Simulate

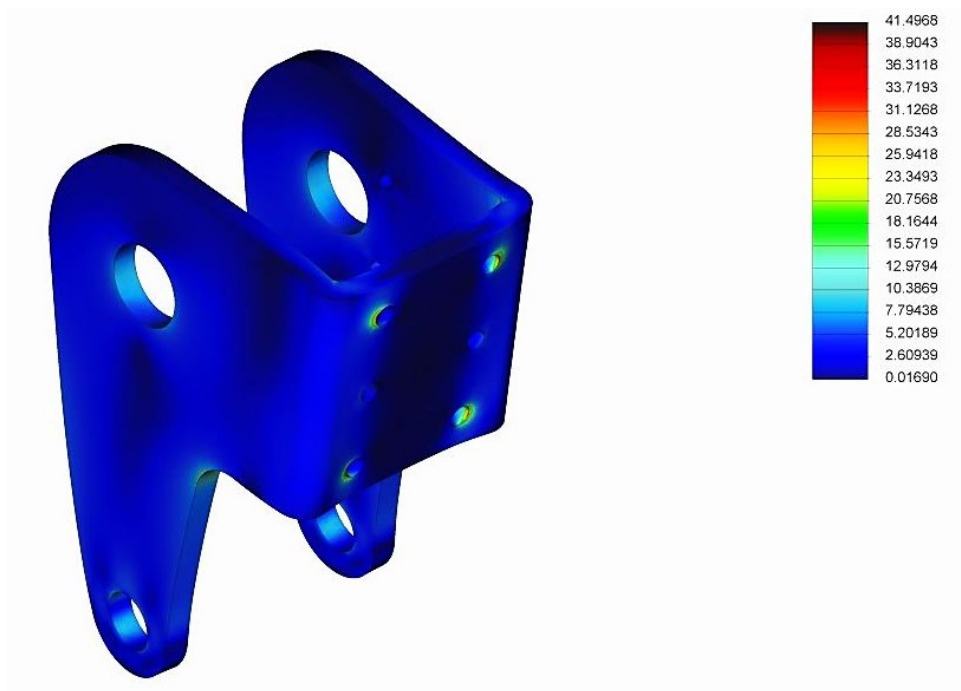
Zatěžovací síla příruby efektoru	1,6 N
Zatěžovací síla efektoru + objektu manipulace	148 N
Síla vyvozená pohonem LA22	400 N
Materiál	11 373
Dovolené napětí s koeficientem bezpečnosti 2	90 MPa [5]

Tabulka 12 - Vlastnosti koncového plechu starší verze



Obrázek 25 - Maximální deformace koncového plechu starší verze

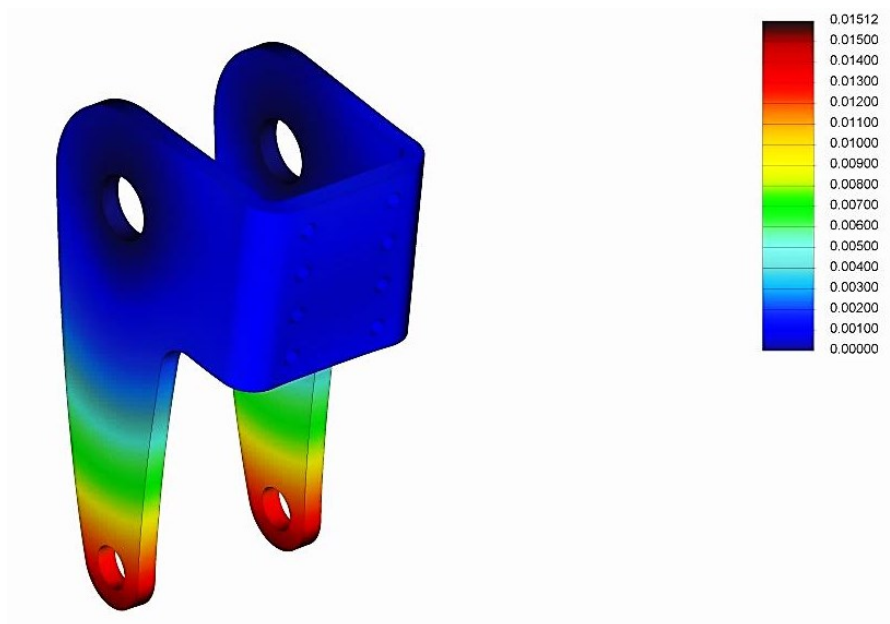




Obrázek 26 - Maximální napětí koncového plechu starší verze

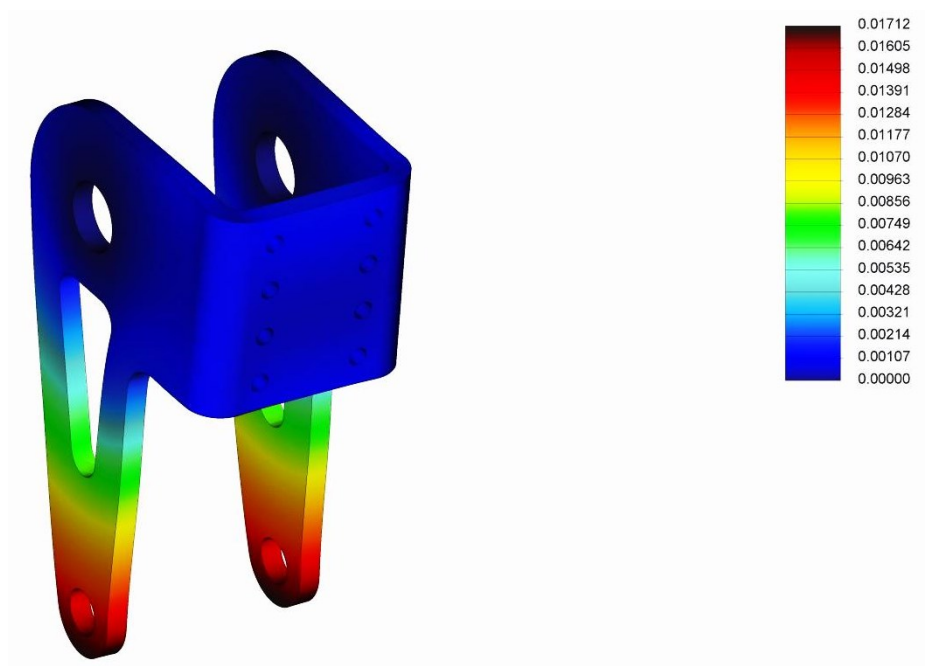
Na obr. č. 25 je zobrazena maximální deformace koncového plechu. Maximální deformace byla vypočtena 0,006 mm, což je v pořádku. Na obr. č. 26 je zobrazeno maximální napětí. Napětí bylo vypočteno 41,5 MPa, tato hodnota je menší než dovolených 90 MPa, ale lze ji snížit přidáním další řady šroubů pro uchycení s přírubou efektoru.

### 9.2.2 Nová verze



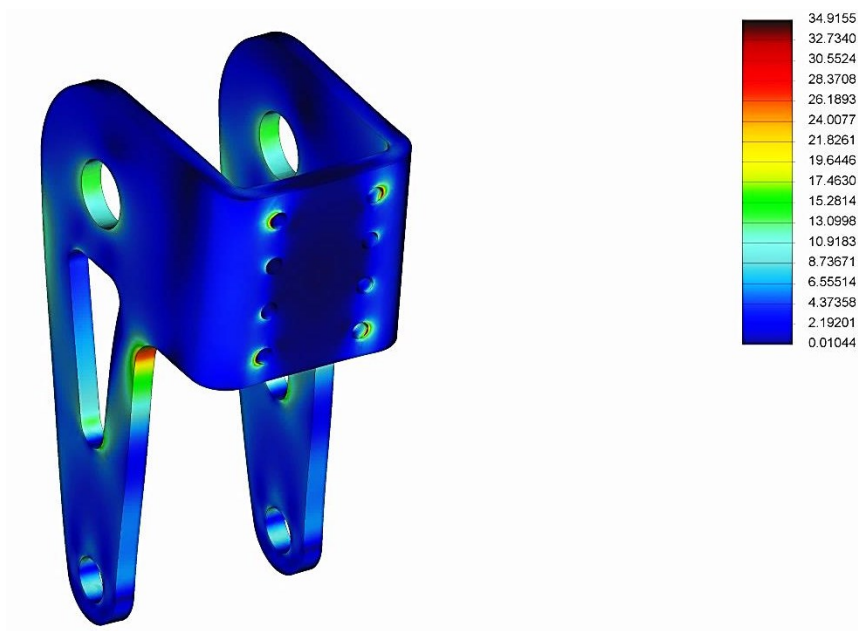
Obrázek 27 - Maximální deformace koncového plechu nové neodlehčené verze

Maximální deformace nové verze se zvýšila na hodnotu 0,015 mm, je to způsobeno tím, že se musely prodloužit ramena pro připojení pohonu LA22, nicméně tato hodnota je v pořádku.



Obrázek 28 - Maximální deformace koncového plechu nové odlehčené verze

Z obr. č. 28 je patrné, že se maximální deformace v odlehčené verzi zvýšila jen o 0,02 mm.

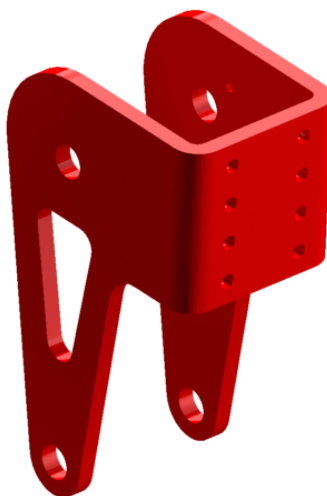


Obrázek 29 - Maximální napětí koncového plechu nové odlehčené verze

Jak lze vidět na obr. č. 29, napětí se přidáním další řady šroubů snížilo na 34,9 MPa. Tato hodnota je menší, než dovolených 90 MPa.

Název	Deformace [mm]	Napětí [MPa]	Hmotnost [kg]
Koncový plech starší verze	0,006	41,5	0,43
Koncový plech nové neodlehčené verze	0,015	34,9	0,50
Koncový plech nové odlehčené verze	0,017	34,9	0,45

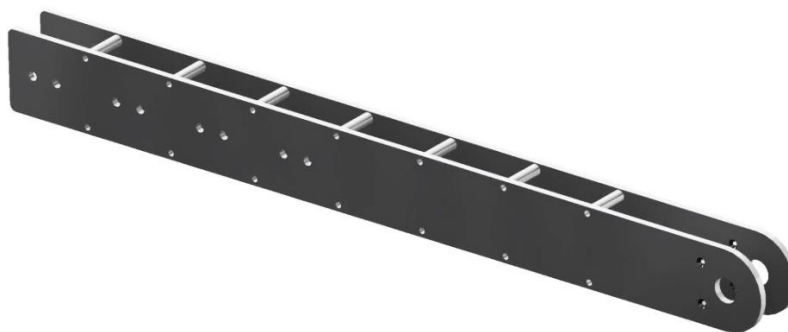
Tabulka 13 - Srovnávací tabulka koncového plechu



Obrázek 30 - Výsledná verze koncového plechu

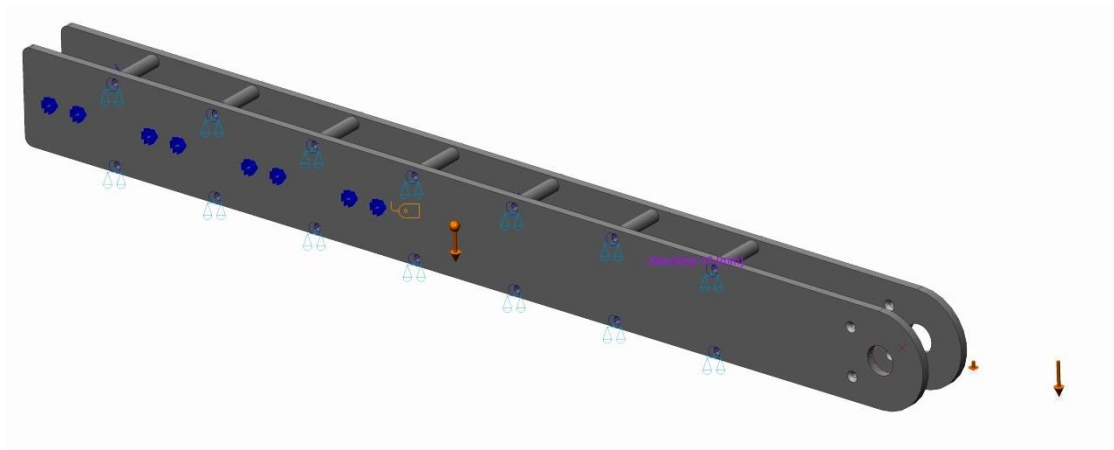
## 9.3 Rám

### 9.3.1 Starší verze



Obrázek 31 - Rám starší verze

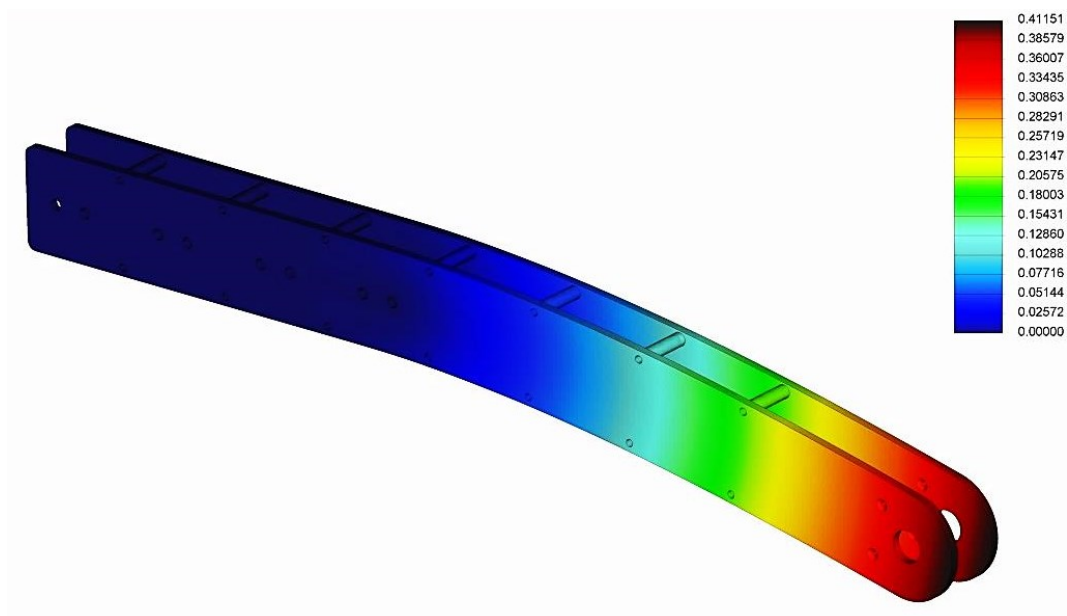
Pevnostní analýza byla řešena jako sestava. Rám byl zatížen silami, které vznikají od gravitační síly koncového plechu, připojovací příruby, efektoru a objektu manipulace, jejich orientace lze vidět na obr. č. 32. Byly vytvořeny body, které jsou s rámem spojeny pomocí funkce rigid link a na tyto body byly následně aplikovány zatěžovací síly. Dále byly definovány materiály pro jednotlivé součásti, do sestavy byly vloženy šrouby. Velikost mřížky pro pevnostní výpočet byl zvolen 10 mm. Mezi jednotlivými komponenty byl vytvořen kontakt. Do výpočtu byla zahrnuta gravitace.



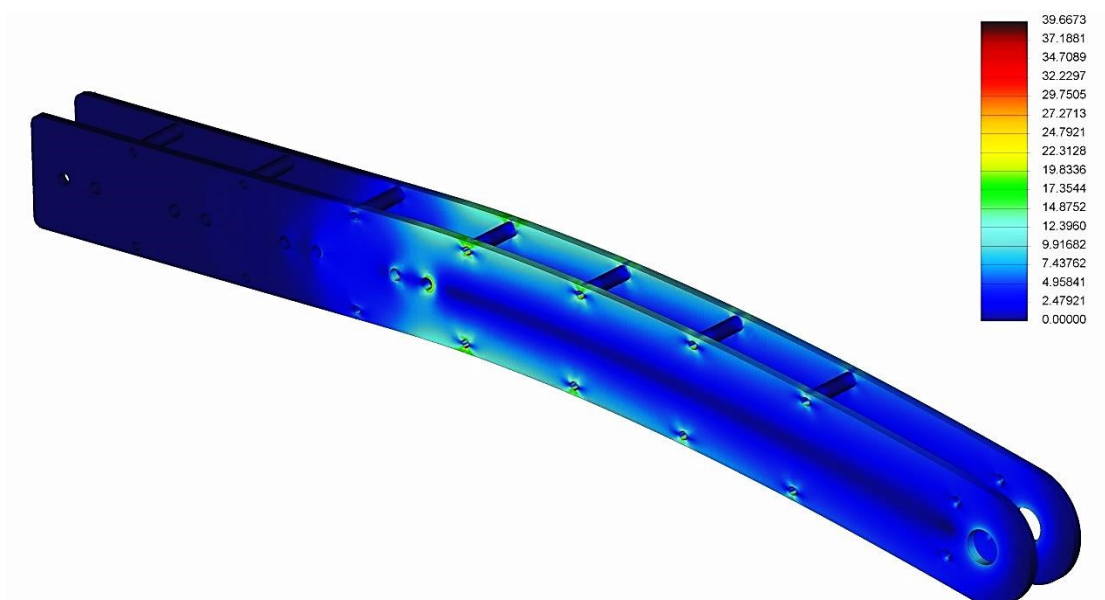
Obrázek 32 - Definovaná sestava rámu v CREO Simulate

Zatěžovací síla koncového plechu	4,2 N
Zatěžovací síla příruby efektoru	1,6 N
Zatěžovací síla efektoru + objektu manipulace	148 N
Materiál	EN AW 6082
Dovolené napětí s koeficientem bezpečnosti 2	125 MPa [5]

Tabulka 14 - Vlastnosti rámu starší verze



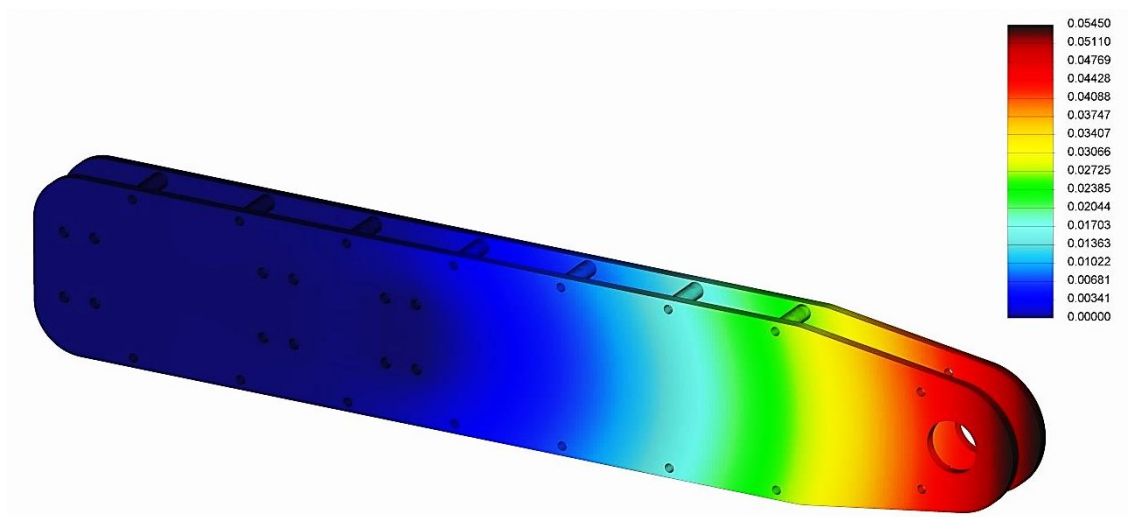
Obrázek 33 - Maximální deformace rámu starší verze



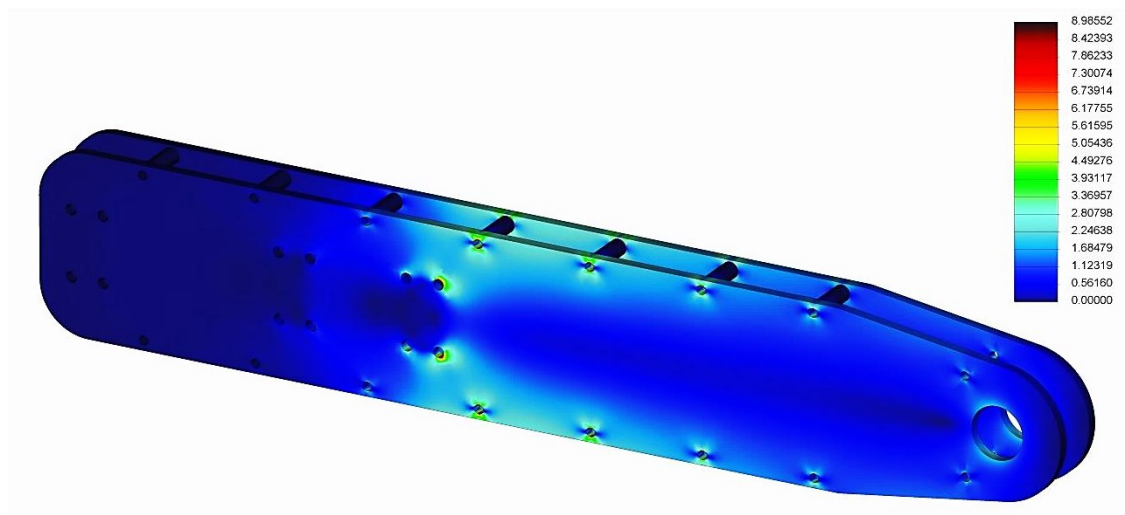
Obrázek 34 - Maximální napětí rámu starší verze

Na obr. č. 33 je zobrazena maximální deformace rámu. Maximální deformace byla vypočtena 0,41. Na obr. č. 34 je zobrazeno maximální napětí. Napětí bylo vypočteno 39,7 MPa, tato hodnota je menší než dovolených 125 MPa.

## 9.3.2 Nová verze

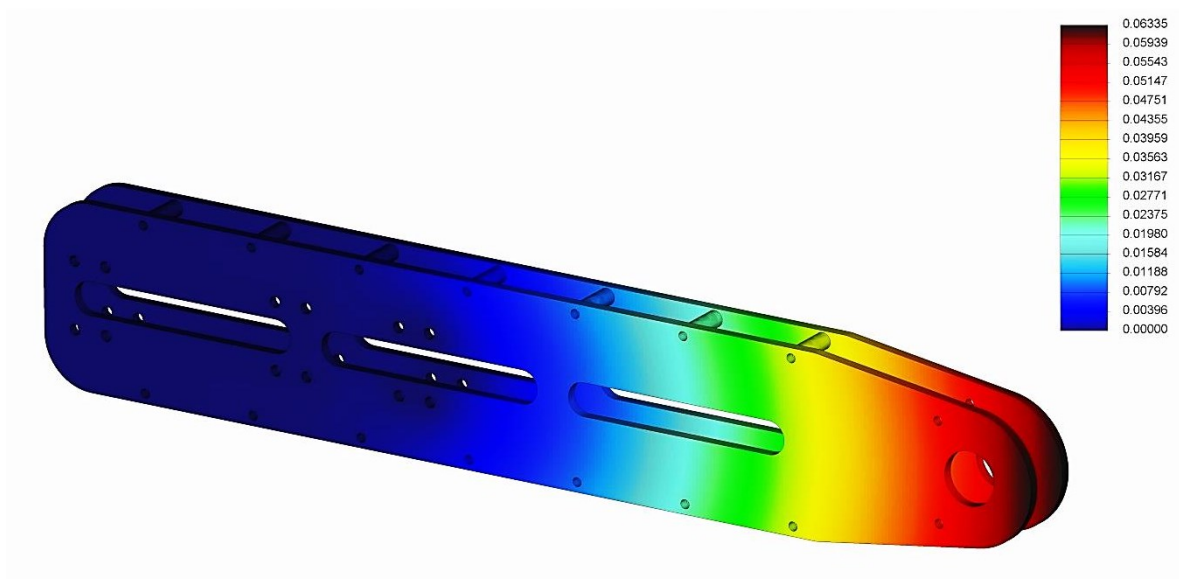


Obrázek 35 - Maximální deformace rámu nové neodlehčené verze



Obrázek 36 - Maximální napětí rámu nové neodlehčené verze

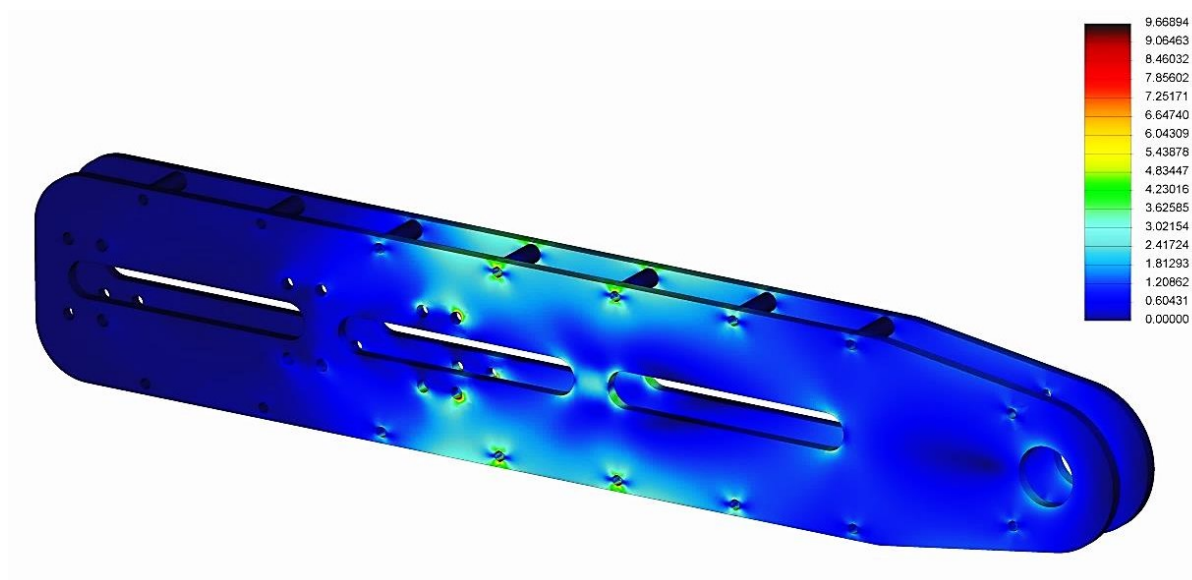
Použitím tvarové a rozměrové optimalizace se maximální deformace snížila na hodnotu 0,054 mm a napětí se snížilo na 8,9 MPa. Lineární vedení bylo ve starší verzi uspořádáno v jedné horizontální rovině, pro lepší tuhost vedení se v nové verzi rozmístilo do dvou horizontálních rovin.



Obrázek 37 - Maximální deformace rámu nové odlehčené verze

Z obr. č. 37 lze vidět, že se maximální deformace v odlehčené verzi zvýšila jen o 0,01 mm a zároveň se ušetřilo na hmotnosti.

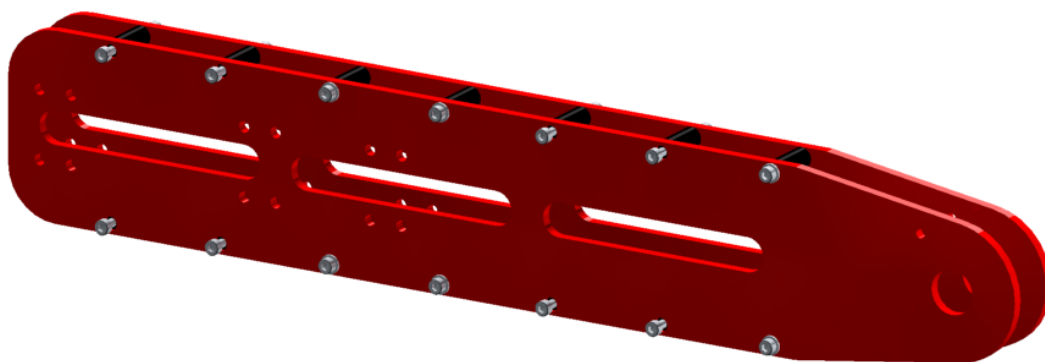




Obrázek 38 - Maximální napětí rámu nové odlehčené verze

Název	Deformace [mm]	Napětí [MPa]	Hmotnost [kg]
Rám starší verze	0,41	39,6	1,1
Rám nové neodlehčené verze	0,05	8,9	2,3
Rám nové odlehčené verze	0,06	9,6	1,9

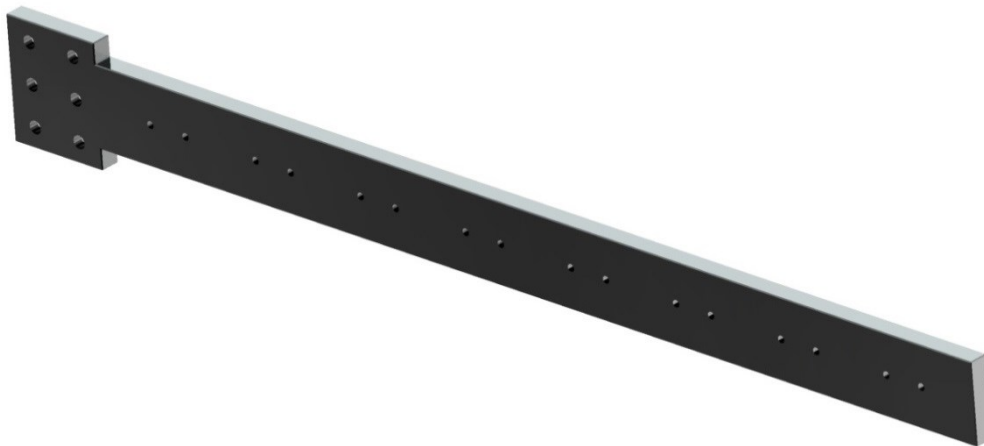
Tabulka 15 - Srovnávací tabulka rámu



Obrázek 39 - Výsledná verze rámu

## 9.4 Rameno

### 9.4.1 Starší verze



Obrázek 40 - Rameno starší verze

Pevnostní analýza byla řešena jako jednotlivá součást. Rameno bylo zatíženo silami, které vznikají od gravitační síly rámu, koncového plechu, připojovací příruby, efektoru a objektu manipulace, jejich orientace lze vidět na obr. č. 41. Byly vytvořeny body, které jsou s ramenem spojeny pomocí funkce rigid link a na tyto body byly následně aplikovány zatěžovací síly. Velikost mřížky pro pevnostní výpočet jsem zvolil 5 mm.

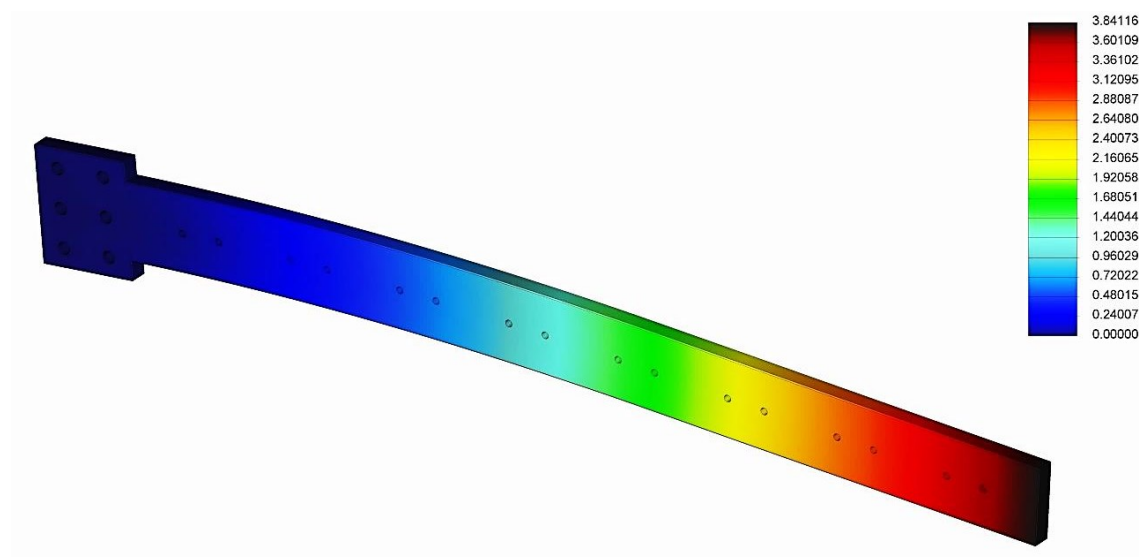


Obrázek 41 - Definované rameno v CREO Simulate

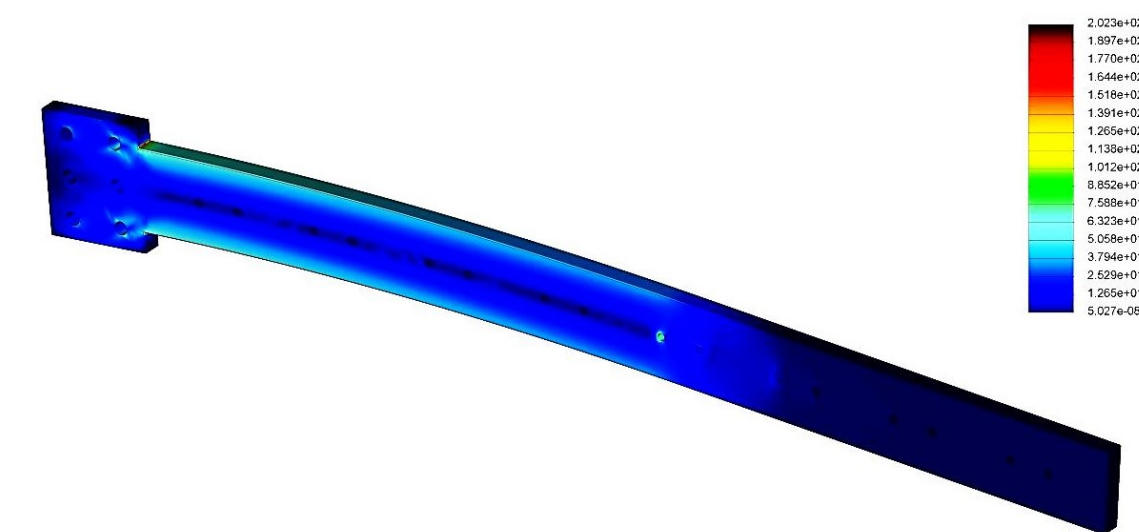


Zatěžovací síla rámu	10,8 N
Zatěžovací síla koncového plechu	4,2 N
Zatěžovací síla příruby efektoru	1,6 N
Zatěžovací síla efektoru + objektu manipulace	148 N
Materiál	EN AW 6082
Dovolené napětí s koeficientem bezpečnosti 2	125 MPa [5]

Tabulka 16 - Vlastnosti ramene starší verze



Obrázek 42 - Maximální deformace ramene starší verze



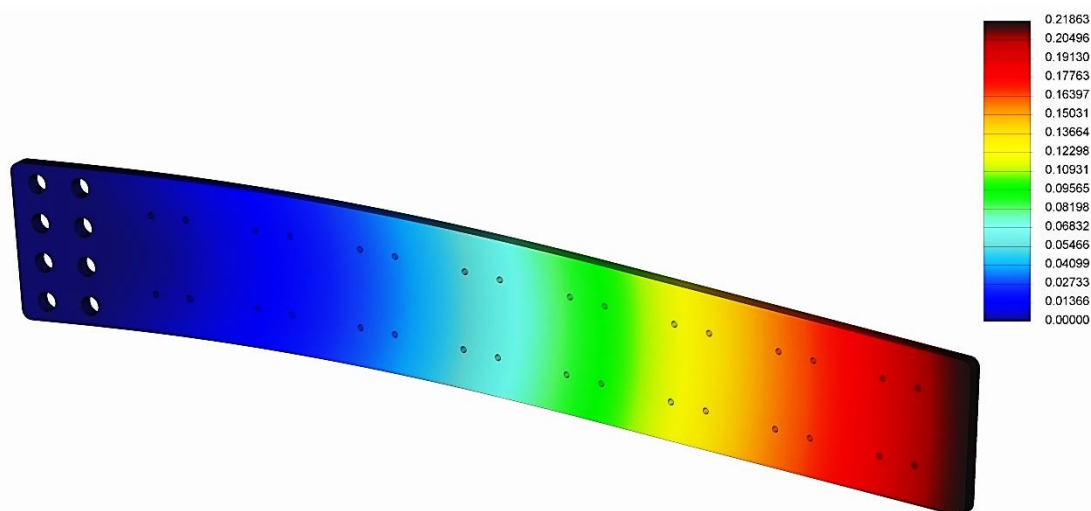
Obrázek 43 - Maximální napětí ramene starší verze

Na obr. č. 42 je zobrazena maximální deformace ramene. Maximální deformace byla vypočtena 3,8 mm, tato hodnota je nepříznivá a v další části bude optimalizována. Na obr. č. 43 je zobrazeno maximální napětí. Napětí bylo vypočteno 202MPa, tato hodnota je větší než dovolených 125 MPa. Největší napětí je v ostrých přechodech ramene, které bude potřeba odstranit.

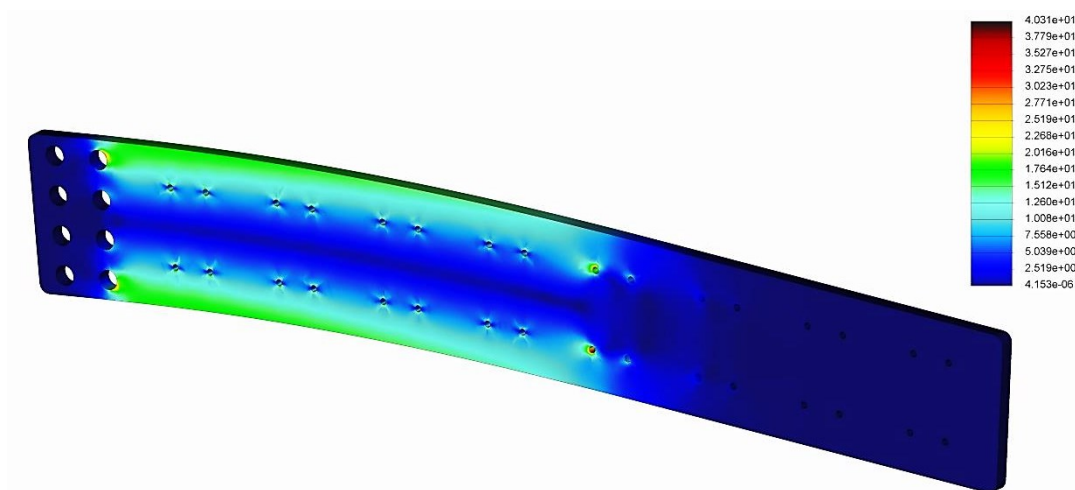
## 9.4.2 Nová verze

Zatěžovací síla rámu	18,6 N
Zatěžovací síla koncového plechu	4,4 N
Zatěžovací síla příruby efektoru	1,6 N
Zatěžovací síla efektoru + objektu manipulace	148 N
Materiál	11 500
Dovolené napětí s koeficientem bezpečnosti 2	120 MPa [5]

Tabulka 17 - Vlastnosti ramene nové verze

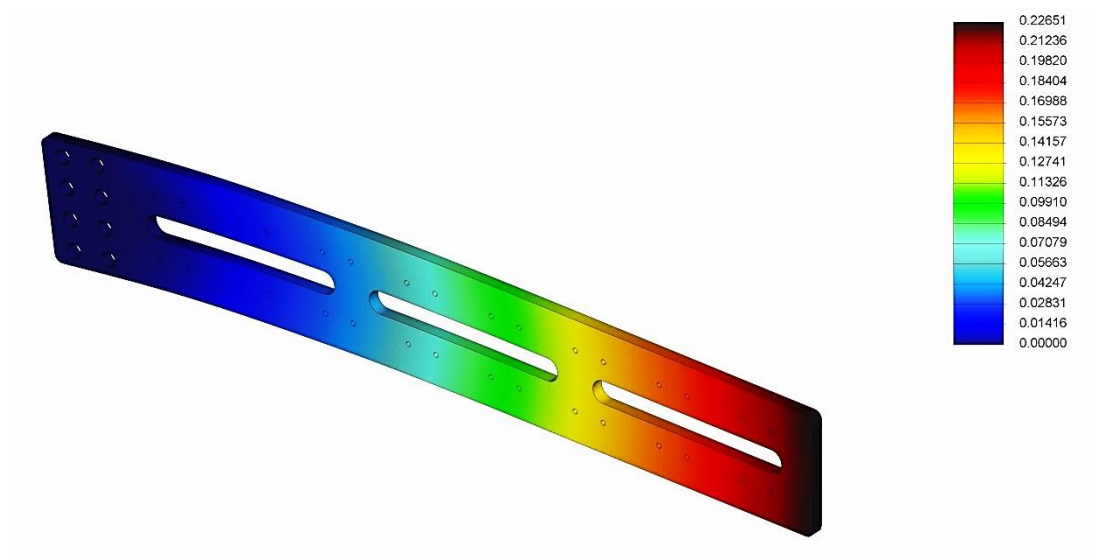


Obrázek 44 - Maximální deformace ramene nové neodlehčené verze

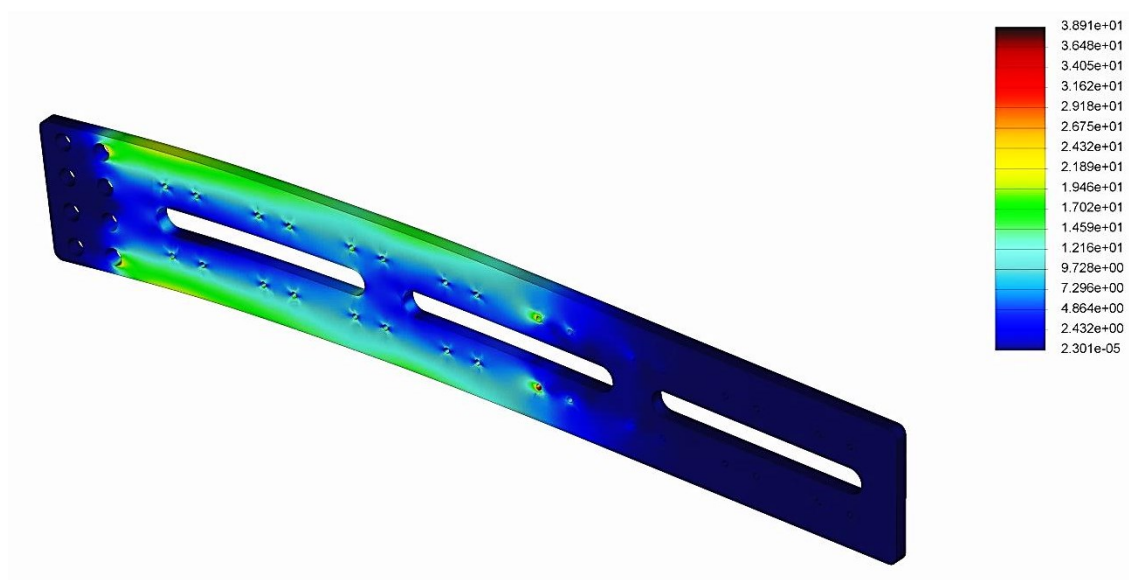


Obrázek 45 - Maximální napětí ramene nové neodlehčené verze

Použitím tvarové, rozměrové optimalizace a po zvolení vhodného materiálu se maximální deformace snížila na hodnotu 0,21 mm. Napětí se po odstranění ostrého přechodu v rameni snížilo na hodnotu 40 MPa, která je nižší, než dovolených 120 MPa.



Obrázek 46 - Maximální deformace ramene nové odlehčené verze

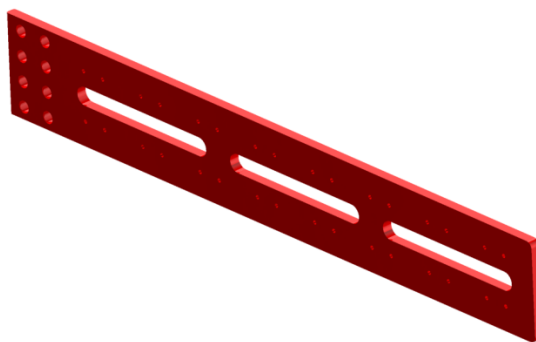


Obrázek 47 - Maximální napětí ramene nové odlehčené verze

Z obr. č. 46 je patrné, že se maximální deformace v odlehčené verzi zvýšila jen o 0,01 mm, ale hmotnost ramene se snížila o 0,4 kg.

Název	Deformace [mm]	Napětí [MPa]	Hmotnost [kg]
Rameno starší verze	3,84	202	0,6
Rameno nové neodlehčené verze	0,21	40,3	2,7
Rameno nové odlehčené verze	0,22	38,9	2,3

Tabulka 18 - Srovnávací tabulka ramene



Obrázek 48 - Výsledná verze ramene

## 9.5 Základní rameno

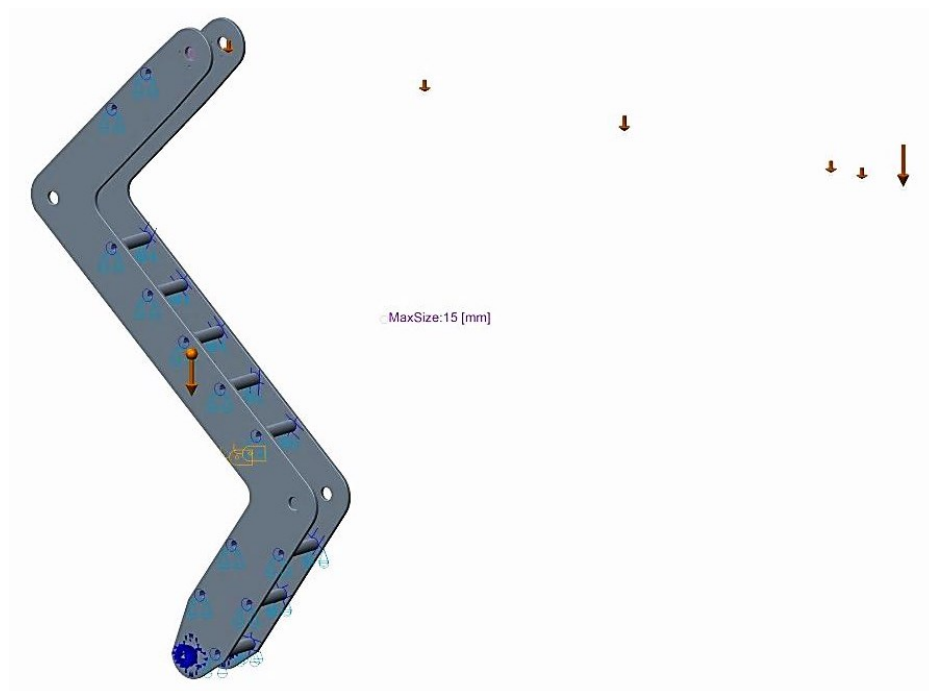
### 9.5.1 Starší verze

Rameno se skládá ze dvou vypalovaných plechů a několika rozpěrných válečků, které jsou vloženy mezi plechy.



Obrázek 49 - Základní rameno starší verze

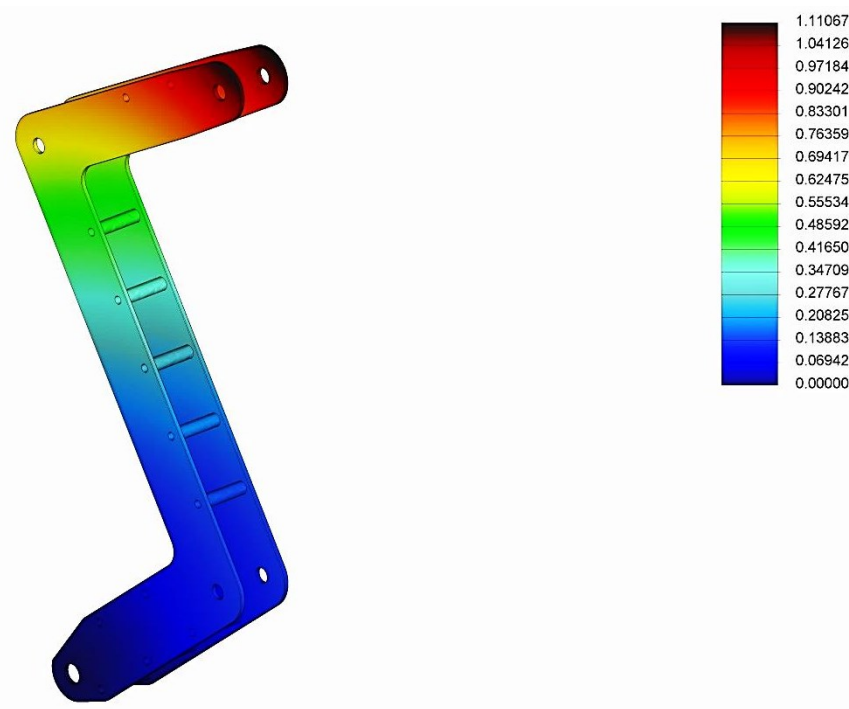
Pevnostní analýza byla řešena jako sestava. Základní rameno bylo zatíženo silami, které vznikají od gravitační síly ramene, rámu, koncového plechu, připojovací příruby, efektoru a objektu manipulace, jejich orientace lze vidět na obr. č. 50. Byly vytvořeny body, které jsou s ramenem spojeny pomocí funkce rigid link a na tyto body byly následně aplikovány zatěžovací síly. Dále byly definovány materiály pro jednotlivé součásti a do sestavy byly vloženy šrouby. Velikost mřížky pro pevnostní byl zvolen 15 mm. Definována byla také gravitace. Mezi jednotlivými komponenty byl vytvořen kontakt.



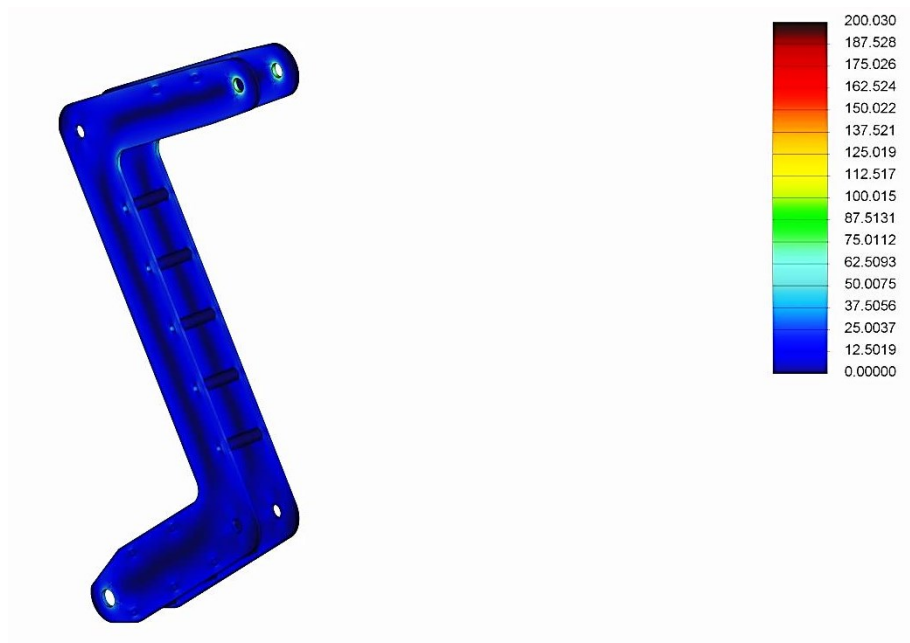
Obrázek 50 - Definované základní rameno v CREO Simulate

Zatěžovací síla držáku	8 N
Zatěžovací síla ramene	5,9 N
Zatěžovací síla rámu	10,8 N
Zatěžovací síla koncového plechu	4,2 N
Zatěžovací síla příruby efektoru	1,6 N
Zatěžovací síla efektoru + objektu manipulace	148 N
Materiál	11 500
Dovolené napětí s koeficientem bezpečnosti 2	120 MPa [5]

Tabulka 19 - Vlastnosti základního ramene starší verze



Obrázek 51 - Maximální deformace základního ramene starší verze



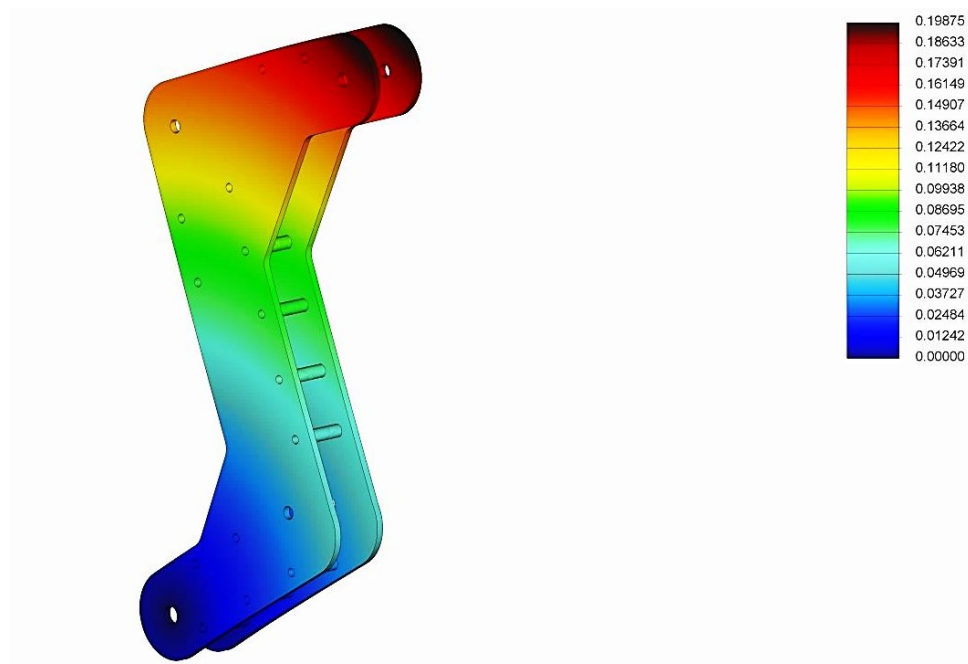
Obrázek 52 - Maximální napětí základního ramene starší verze

Na obr. č. 51 je zobrazena maximální deformace základního ramene. Maximální deformace byla vypočtena 1,1 mm, tato hodnota je nepříznivá, protože od tohoto ramene se odvíjí celková tuhost ramene, proto bude v další části optimalizována. Na obr. č. 52 je zobrazeno maximální napětí. Napětí bylo vypočteno 200 MPa, tato hodnota je větší než dovolených 120 MPa. Největší napětí je v přechodech ramene, těchto přechodů se bude potřeba vyvarovat. Jak lze vidět napětí v prostřední části ramene je minimální a lze tak na tuto část využít topologické optimalizace.

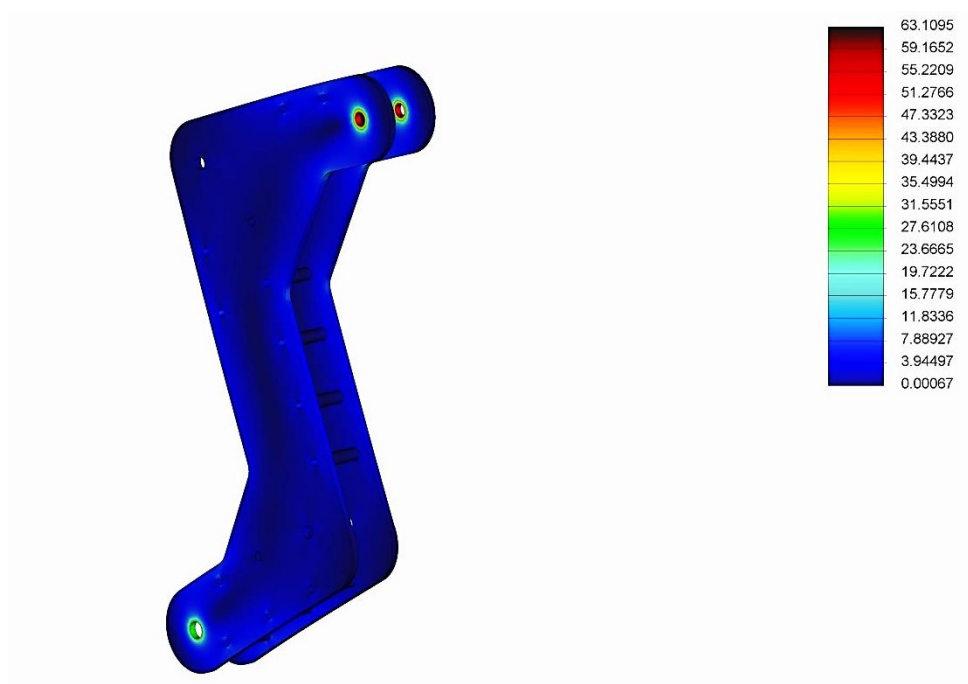
### 9.5.2 Nová verze

Zatěžovací síla držáku	8 N
Zatěžovací síla ramene	22,5 N
Zatěžovací síla rámu	18,6 N
Zatěžovací síla koncového plechu	4,4 N
Zatěžovací síla příruby efektoru	1,6 N
Zatěžovací síla efektoru + objektu manipulace	148 N
Materiál	11 500
Dovolené napětí s koeficientem bezpečnosti 2	120 MPa [5]

Tabulka 20 - Vlastnosti základního ramene nové verze



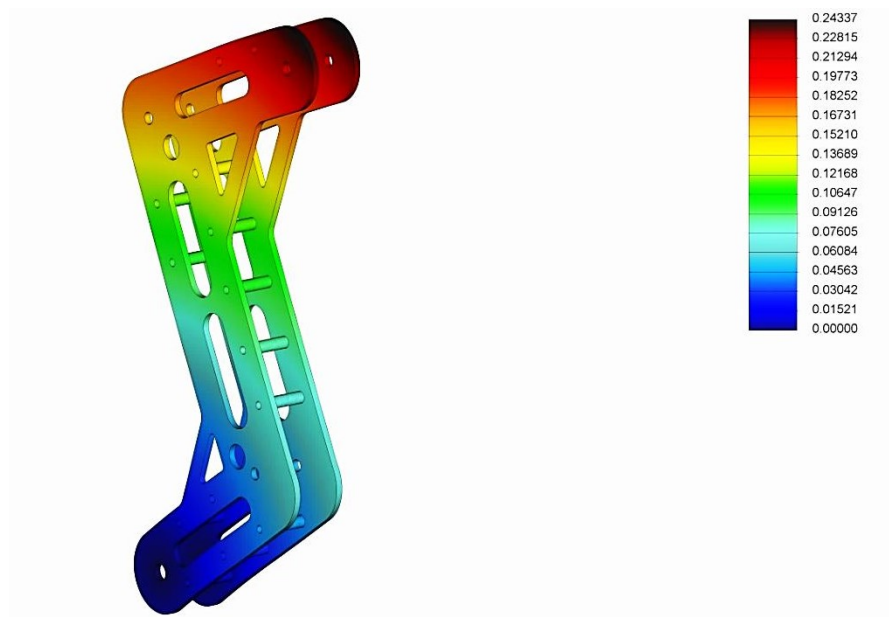
Obrázek 53 - Maximální deformace základního ramene nové neodlehčené verze



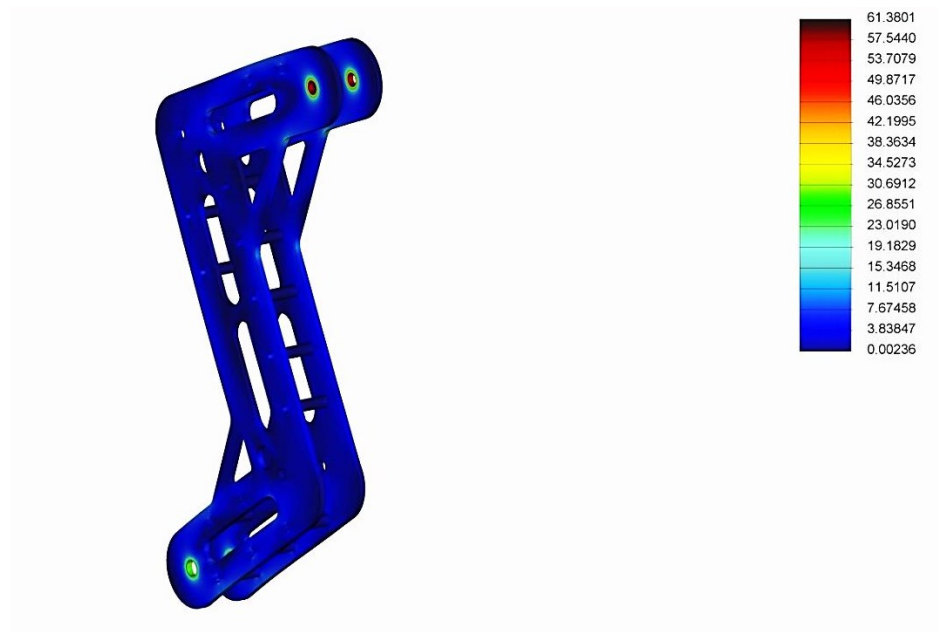
Obrázek 54 - Maximální napětí základního ramene nové neodlehčené verze

Použitím tvarové a rozměrové optimalizace se maximální deformace snížila na hodnotu 0,19 mm. Napětí se po odstranění ostrých přechodů v základním rameni snížilo na hodnotu 63 MPa, která je nižší, než dovolených 120 MPa. Bude použita topologická optimalizace pro snížení hmotnosti základního ramene.





Obrázek 55 - Maximální deformace základního ramene nové odlehčené verze



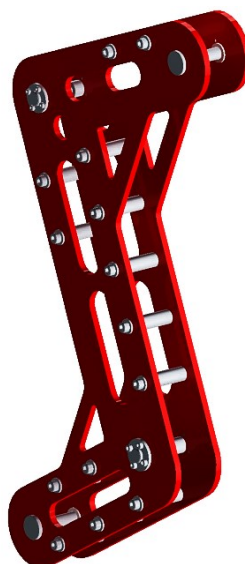
Obrázek 56 - Maximální napětí základního ramene nové odlehčené verze

Název	Deformace [mm]	Napětí [MPa]	Hmotnost [kg]
Základní rameno starší verze	1,1	200	5,9
Základní rameno nové neodlehčené verze	0,19	63	17,2
Základní rameno nové odlehčené verze	0,24	61	13,9

Tabulka 21 – Srovnávací tabulka základního ramene

Z tabulky č. 21 lze vidět, že před odlehčením ramene byla deformace 0,19 mm a váha 17,2 kg. Po topologické optimalizaci se sice deformace zvýšila o 0,05mm, ale hmotnost výrazně klesla na hodnotu 13,9 kg.





Obrázek 57 - Výsledná verze základního ramene

## 9.6 Držák motoru

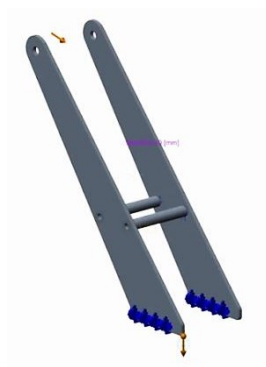
### 9.6.1 Starší verze

Držák motoru se skládá ze dvou ramen a dvou rozpěrných válečků, které jsou spojeny pomocí šroubů.



Obrázek 58 - Držák motoru starší verze

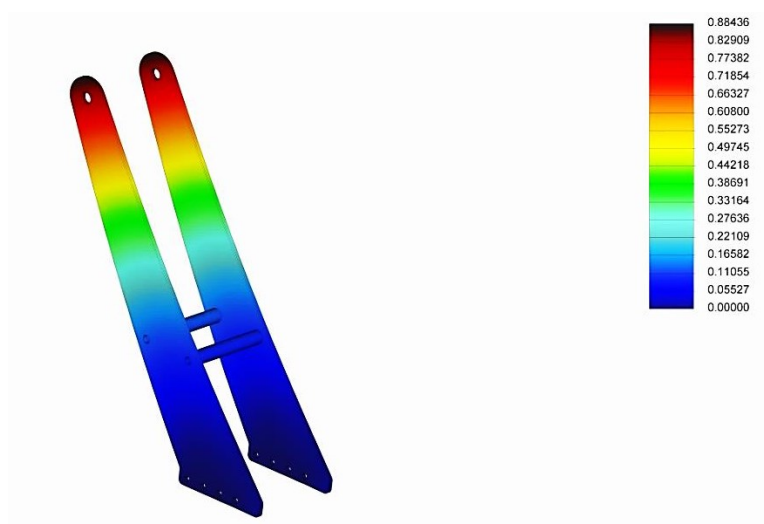
Pevnostní analýza byla řešena jako sestava. Držák byl zatížen silou, která vzniká od působení síly motoru LA32. Byl vytvořen bod, který je s držákem spojen pomocí funkce rigid link a na tento bod byla následně aplikována zatěžovací síla. Dále byly definovány materiály pro jednotlivé součásti a do sestavy byly vloženy šrouby. Velikost mřížky pro pevnostní výpočet byl zvolen 10 mm. Definována byla také gravitace. Mezi jednotlivými komponenty byl vytvořen kontakt.



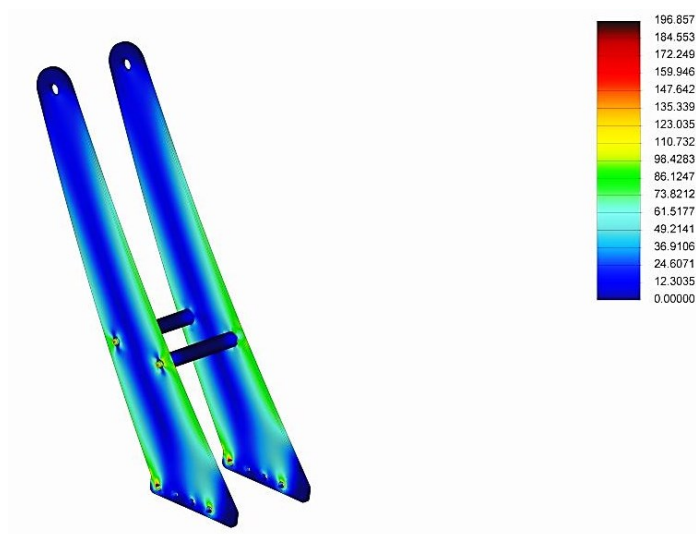
Obrázek 59 - Definovaný držák motoru v CREO Simulate

Síla vyvozená pohonem LA32	4000 N
Materiál	11 600
Dovolené napětí s koeficientem bezpečnosti 2	150 MPa [5]

Tabulka 22 - Vlastností držáku motoru starší verze



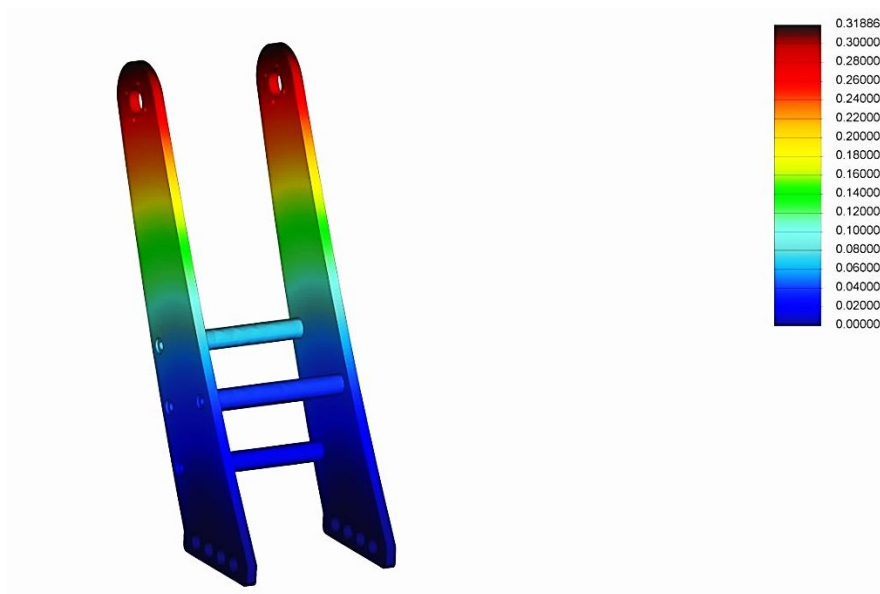
Obrázek 60 - Maximální deformace držáku motoru starší verze



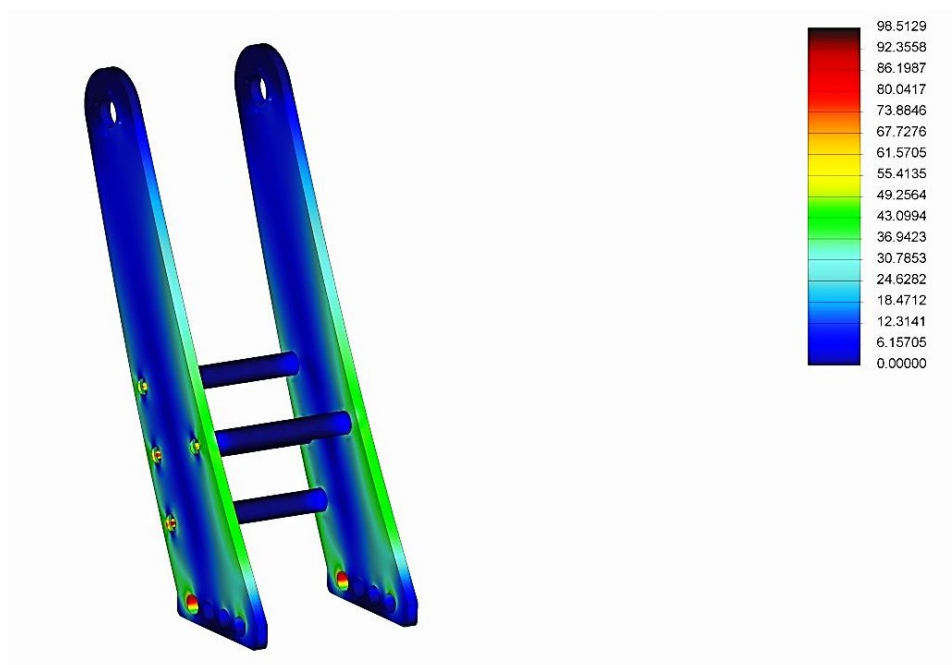
Obrázek 61 - Maximální napětí držáku motoru starší verze

Na obr. č. 60 je zobrazena maximální deformace držáku motoru. Maximální deformace byla vypočtena 0,9 mm, tato hodnota je nepříznivá a v další části bude optimalizována. Na obr. č. 61 je zobrazeno maximální napětí. Napětí bylo vypočteno 196 MPa, tato hodnota je větší než dovolených 150 MPa.

### 9.6.2 Nová verze



Obrázek 62 - Maximální deformace držáku motoru nové verze



Obrázek 63 - Maximální napětí držáku motoru nové verze

Název	Deformace [mm]	Napětí [MPa]	Hmotnost [kg]
Základní rameno starší verze	0,9	196	2
Základní rameno nové verze	0,3	98	3,9

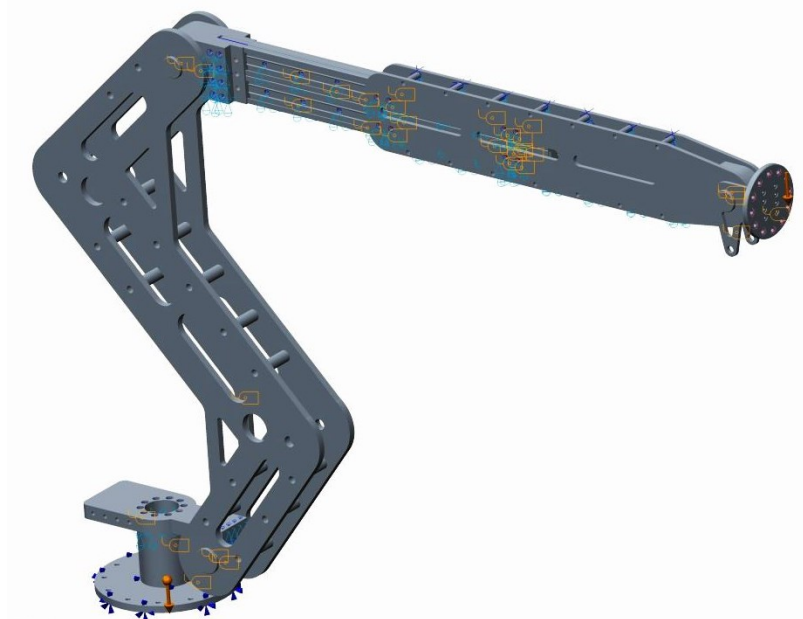
Tabulka 23 - Srovnávací tabulka držáku motoru

Použitím tvarové a rozměrové optimalizace a přidáním dalších dvou čepů mezi ramena, se maximální deformace snížila na hodnotu 0,3 mm. Napětí v držáku motoru se snížilo na 98 MPa, která je nižší, než dovolených 150 MPa. Odlehčení této součásti nebude provedeno, protože se jedná o velmi namáhanou součást a případné odlehčení by mohlo mít nepříznivý vliv na životnost.



Obrázek 64 - Výsledná verze držáku motoru

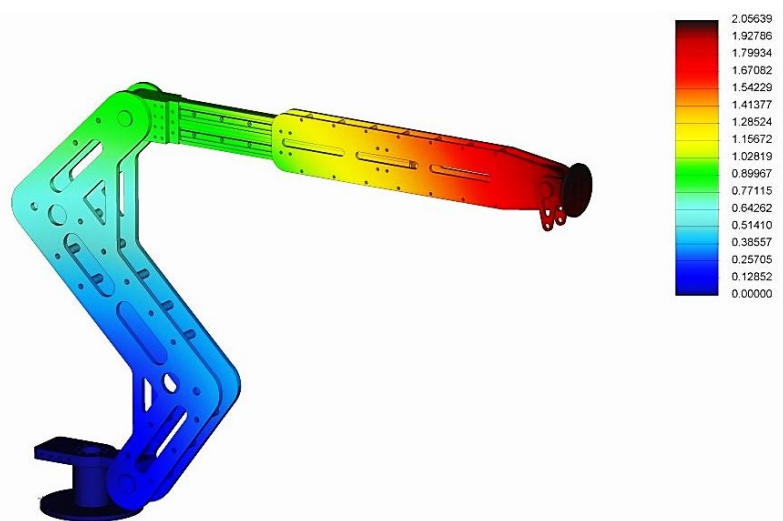
### 9.7 Analýza celkové sestavy ramene



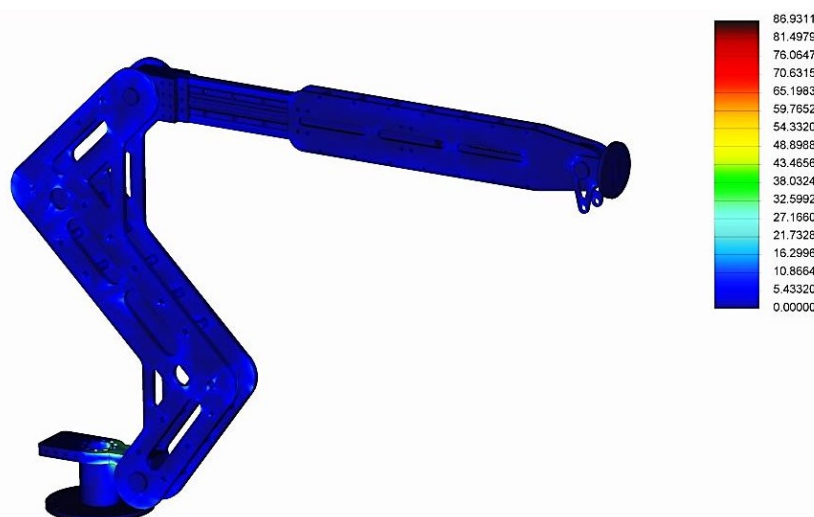
Obrázek 65 - Definování celkové sestavy v CREO Simulate

Pevnostní analýza byla řešena jako sestava. Rameno bylo zatíženo silou, která vzniká od gravitační síly efektoru a objektu manipulace, její orientaci lze vidět na obr. č. 65. Byl vytvořen bod, který je s držákem spojen pomocí funkce rigid link a na tento bod byla následně aplikována zatěžovací síla. Dále byly definovány materiály pro jednotlivé součásti, do sestavy byly vloženy šrouby. Velikost mřížky pro pevnostní výpočet byl zvolen 15 mm. Mezi jednotlivými komponenty byl vytvořen kontakt. Do výpočtu byla zahrnuta gravitace.

### 9.7.1 Analýza pro zatížení 15 kg



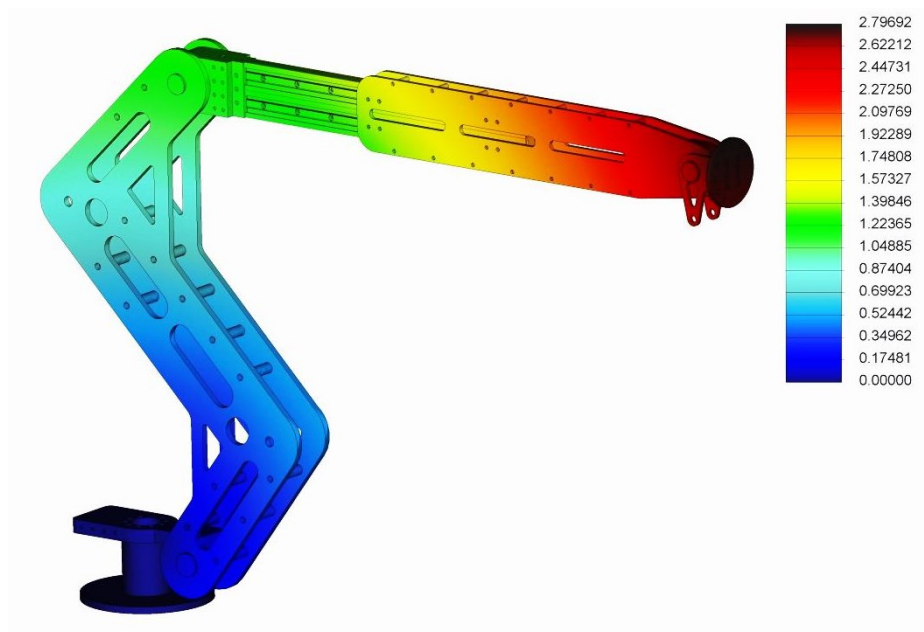
Obrázek 66 - Maximální deformace ramene se zatížením 15 kg



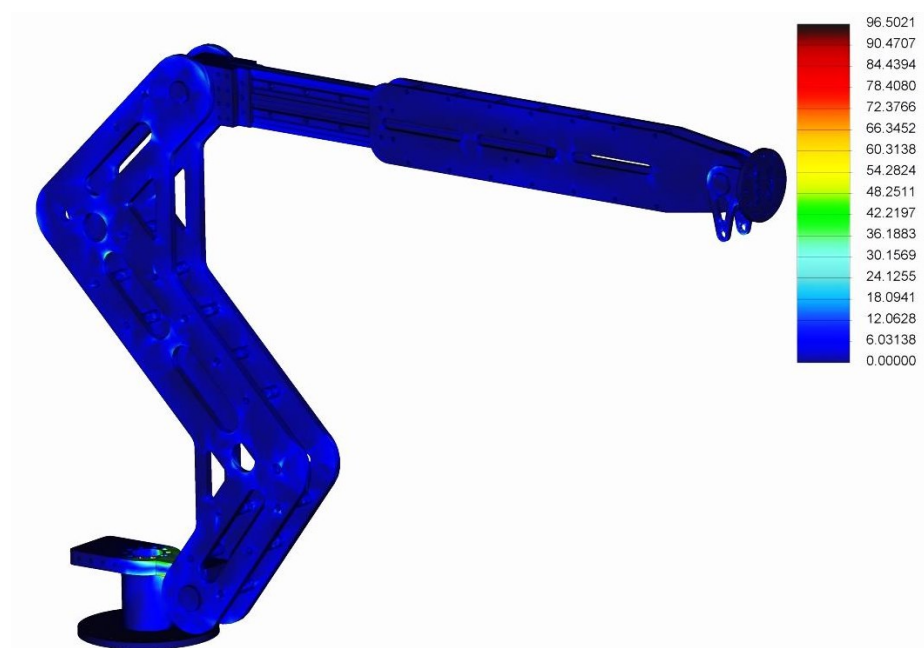
Obrázek 67 - Maximální napětí ramene se zatížením 15 kg

Na obr. č. 66 je zobrazena maximální deformace při zatížení 15 kg. Deformace na konci ramene byla vypočtena 2 mm, tato hodnota je v pořádku. Na obr. č. 67 je zobrazeno maximální napětí. Maximální napětí ramene bylo vypočteno 87 MPa.

### 9.7.2 Analýza pro zatížení 20 kg



Obrázek 68 - Maximální deformace ramene se zatížením 20 kg



Obrázek 69 - Maximální napětí ramene se zatížením 20 kg

Na obr. č. 68 je zobrazena maximální deformace při zatížení 20 kg. Deformace na konci ramene byla vypočtena 2,8 mm. Na obr. č. 69 je zobrazeno maximální napětí. Maximální napětí ramene bylo vypočteno 96 MPa.

Z těchto analýz je patrné, že rameno je vhodně optimalizováno jak pro zatížení 15 kg, tak i se zatížením 20 kg.

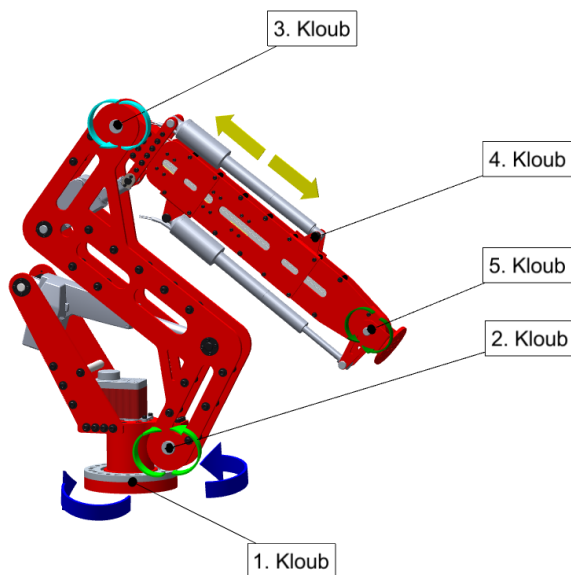


Obrázek 70 - Výsledná sestava ramene

Celková hmotnost		
Rameno	Hmotnost [kg]	Deformace [mm] při zatížení 15kg
Před optimalizací	35	8
Po optimalizaci	57	2

Tabulka 24 - Celková hmotnost ramene

Rameno má 5 stupňů volnosti. Většina pohonů je lineární od firmy LINAK. Jediný rotační motor je Servo Torxis, který zajišťuje rotaci celého robotu. Jednotlivé motory a jejich rozsahy pohybů lze vidět v tabulce č. 24.



Obrázek 71 - Rozsahy pohybů ramene

Rozsahy pohybů		
1. Kloub	270°	Torxis Servo i00853
2. Kloub	80°	LA31
3. Kloub	50°	LA23
4. Kloub	200 mm	LA22
5. Kloub	120°	LA22

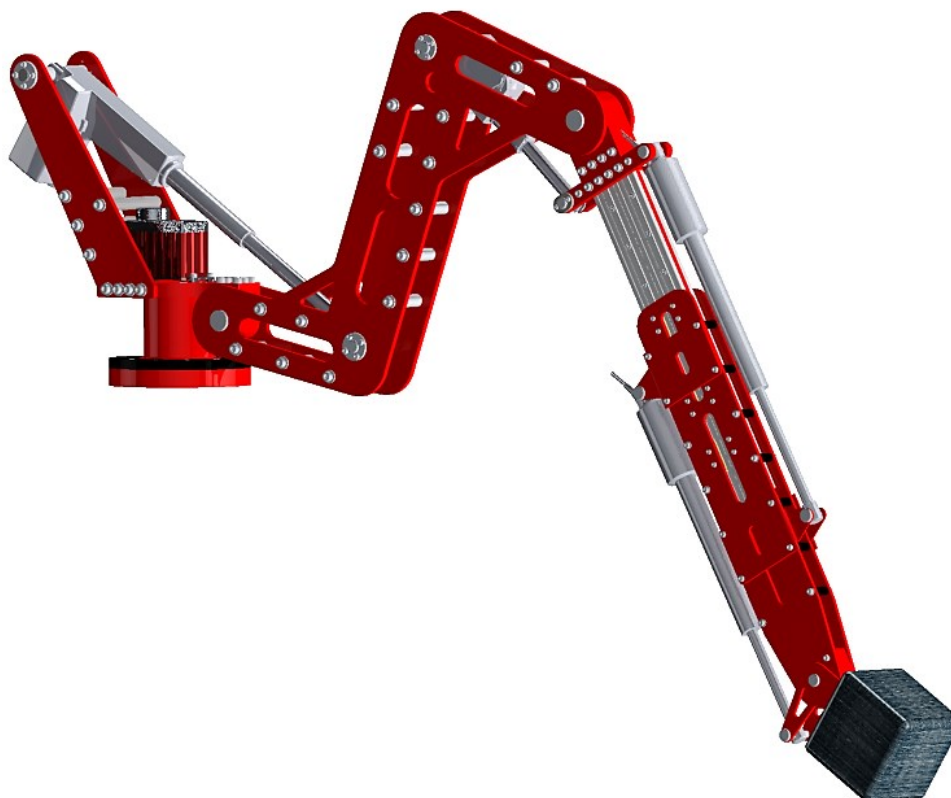
Tabulka 25 - Rozsahy pohybů ramene



## 10 Kontrola pohonů

Pro kontrolu pohonů bylo rameno nastaveno do nepříznivé polohy obr. č. 72. Pro tuto polohu budou vypočítány jednotlivé síly a momenty na pohonech. Výpočet bude probíhat v prostředí CREO Mechanism Dynamics Options.

Jak už bylo řečeno, rameno bylo nastaveno do nepříznivé polohy. Z této polohy bude vycházet inverzní úloha, kdy se koncovému bodu přednastaví požadovaná rychlost ve směrech  $x$ ,  $y$  a  $z$ . Po dokončení inverzní úlohy se uloží dané rychlosti a zrychlení jednotlivých pohonů do tabulek, které následně použijeme v další části analýzy. Dále byla vytvořena přímá úloha, kdy se dané rychlosti, které jsme získali z inverzní úlohy, vloží přímo do pohonů a tak budou zjištěny síly nebo momenty na těchto pohonech. Tyto údaje budou zobrazeny v následující části diplomové práce.



Obrázek 72 - Nepříznivá poloha ramene

Analýzy budou provedeny pro závaží s 15 a 20 kg. Výsledky momentu a sil budou zaneseny to grafů, ze kterých se následně odečtou nejvyšší hodnoty.



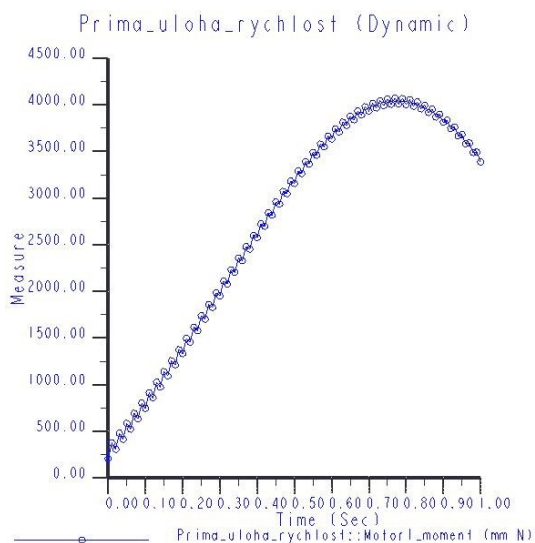
## 10.1 Torxis Servo i00853

Pro 1. Kloub byl vybrán pohon Torxis Servo i00853. Vlastnosti pohonu:

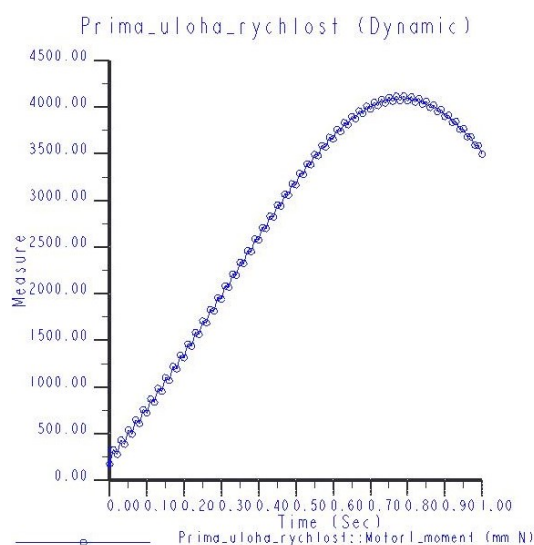
- Maximální moment 11,3 Nm
- Kovové převody
- Robustní pouzdro
- Rozsah pohybu 270°
- Napájení 12V



Obrázek 73 - Torxis Servo i00853 [6]



Obrázek 74 – Graf momentu M1 při zatížení 15 kg



Obrázek 75 – Graf momentu M1 při zatížení 20 kg

Kontrola pohonu Torxis servo i00853	
Maximální moment servomotoru Torxis i00853	11,3 Nm [6]
Maximální moment 1DOF při zátěži 15 kg	4 Nm
Maximální moment 1DOF při zátěži 20 kg	4,1 Nm

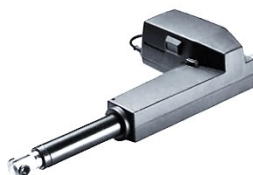
Tabulka 26 - Kontrola pohonu Torxis Servo i00853

Z tabulky č. 26 lze vidět, že vybraný pohon vyhovuje jak pro zatížení 15 kg, tak pro zatížení 20 kg. Největší moment 4,1 Nm vychází při zátěži 20 kg, maximální moment motoru je 11,3 Nm, tudíž motor daným podmínkám vyhovuje.

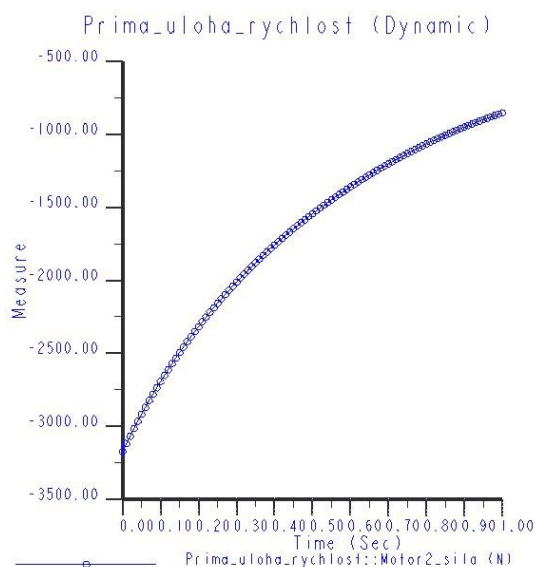
## 10.2 Linak LA31

Pro 2. Kloub byl vybrán lineární pohon Linak LA31. Vlastnosti pohonu:

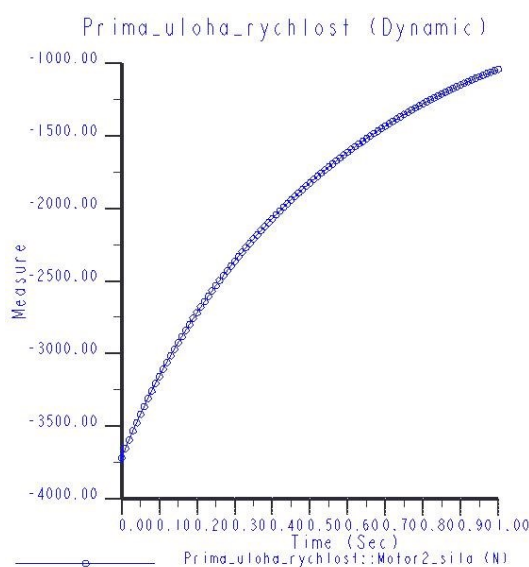
- Maximální tlak/tah 4000 N, při stoupání pohybového šroubu 5 mm
- Motor s permanentními magnety
- Malé zástavbové rozměry
- Zdvih 250 mm
- Rychlost až 12 mm/s bez zatížení
- Napájení 24V



Obrázek 76 - Linak LA31 [7]



Obrázek 77 - Graf Síly F2 při zátěži 15 kg



Obrázek 78 - Graf síly F2 při zátěži 20kg

Kontrola pohonu Linak LA31	
Maximální síla pohonu Linak LA31	4000 N [7]
Maximální síla 2DOF při zátěži 15 kg	3400 N
Maximální síla 2DOF při zátěži 20 kg	3720 N

Tabulka 27 - Kontrola pohonu Linak LA31

Z tabulky č. 27 lze vidět, že pohon LA31 vyhovuje jak pro zatížení 15 kg, tak pro zatížení 20kg. Největší síla 3720 N vychází při zátěži 20 kg, maximální síla motoru je 4000 N, tudíž motor daným podmínkám vyhovuje.

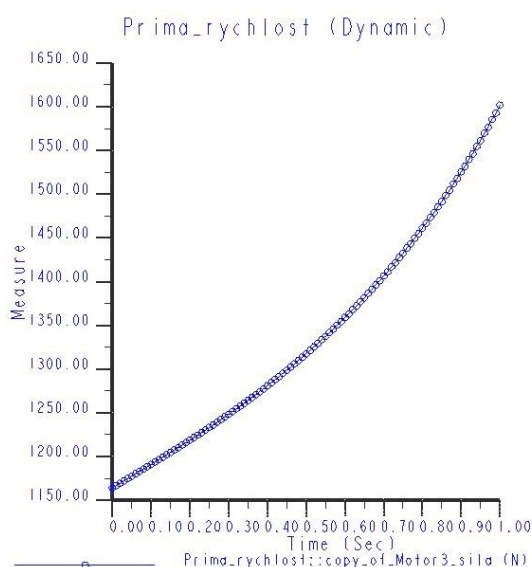
### 10.3 Linak LA23

Pro 3. Kloub byl vybrán lineární pohon Linak LA23. Vlastnosti pohonu:

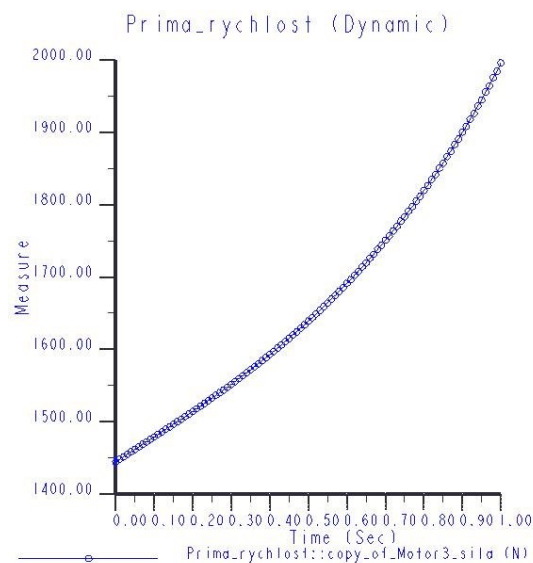
- Maximální tlak/tah 2500 N, při stoupání pohybového šroubu 3 mm
- Malé zástavbové rozměry
- Zdvih 100 mm
- Rychlost až 12,6 mm/s bez zatížení
- Napájení 12 V



Obrázek 77 - Linak LA23 [7]



Obrázek 78 - Graf Síly F3 při zátěži 15 kg



Obrázek 79 - Graf Síly F3 při zátěži 20 kg

Kontrola pohonu Linak LA23	
Maximální síla pohonu Linak LA23	2500 N [7]
Maximální síla 3DOF při zátěži 15 kg	1600 N
Maximální síla 3DOF při zátěži 20 kg	2000 N

Tabulka 28 - Kontrola pohonu Linak LA23

Z tabulky č. 28 lze vidět, že pohon LA23 vyhovuje jak pro zatížení 15 kg, tak pro zatížení 20 kg. Největší síla 2000 N vychází při zátěži 20 kg, maximální síla motoru je 2500 N, tudíž motor daným podmínkám vyhovuje.

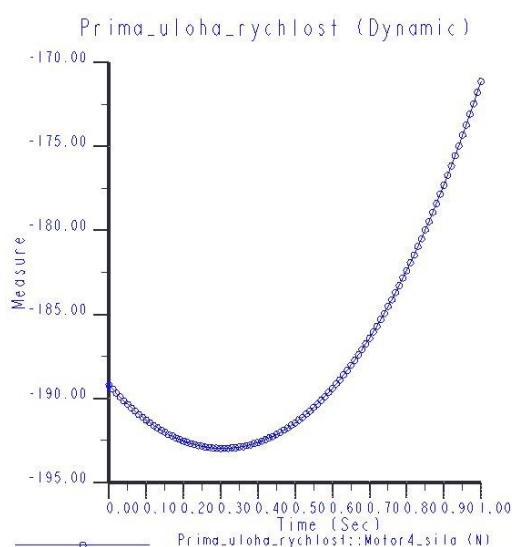
## 10.4 Linak LA22 (Translační pohyb)

Pro 4. Kloub byl vybrán lineární pohon Linak LA22. Vlastnosti pohonu:

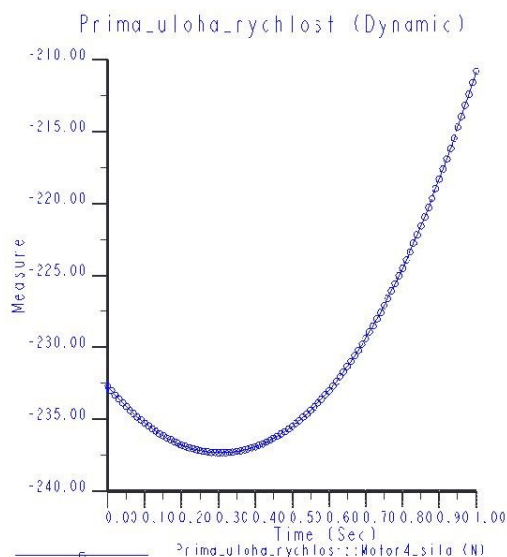
- Maximální tlak/tah 400 N (300N při 12 ), při stoupání pohybového šroubu 0,8 mm
- Malé zástavbové rozměry
- Zdvih 200 mm
- Rychlost až 27 mm/s bez zatížení
- Napájení 12/24 V



Obrázek 80 - Linak LA22 [7]



Obrázek 81 - Graf Síly F4 při zátěži 15 kg



Obrázek 82 - Graf Síly F4 při zátěži 20 kg

Kontrola pohonu Linak LA22 (Translační pohyb)	
Maximální síla pohonu Linak LA22	400 N [7]
Maximální síla 3DOF při zátěži 15 kg	193 N
Maximální síla 3DOF při zátěži 20 kg	238 N

Tabulka 29 - Kontrola pohonu Linak LA22(Translační pohyb)

Z tabulky č. 29 lze vidět, že pohon LA22 pro translační pohyb vyhovuje jak pro zatížení 15 kg, tak pro zatížení 20kg. Největší síla 238 N vychází při zátěži 20 kg, maximální síla motoru je 400 N, tudíž motor daným podmínkám vyhovuje.

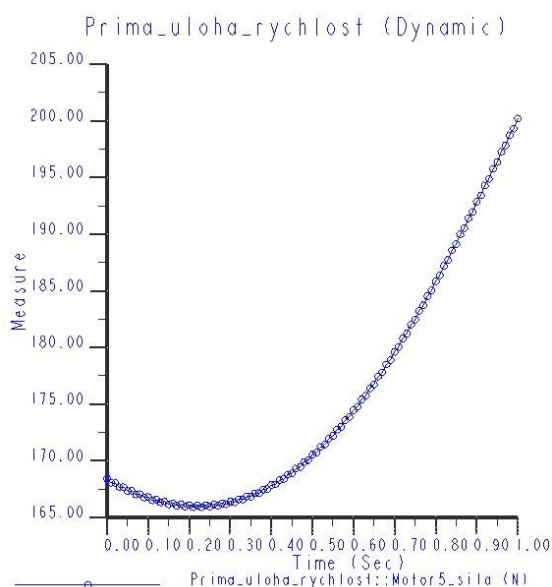
## 10.5 Linak LA22 (Rotační pohyb)

Pro 5. Kloub byl vybrán lineární pohon Linak LA22. Vlastnosti pohonu:

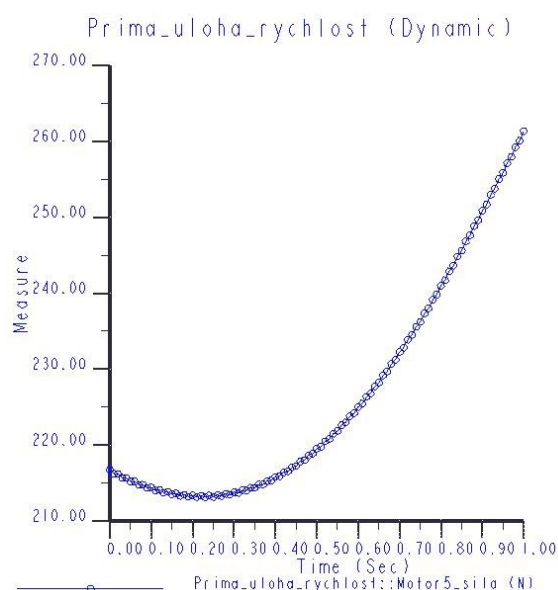
- Maximální tlak/tah 400 N, při stoupání pohybového šroubu 0,8 mm
- Malé zástavbové rozměry
- Zdvih 200 mm
- Rychlost až 27 mm/s bez zatížení
- Napájení 12 V



Obrázek 83 - Linak LA22 [7]



Obrázek 84 - Graf Síly F5 při zátěži 15 kg



Obrázek 85 - Graf Síly F5 při zátěži 20 kg

Kontrola pohonu Linak LA22 (Rotační pohyb)	
Maximální síla pohonu Linak LA22	400 N [7]
Maximální síla 3DOF při zátěži 15 kg	200 N
Maximální síla 3DOF při zátěži 20 kg	265 N

Tabulka 30 - Kontrola pohonu Linak LA22(Rotační pohyb)

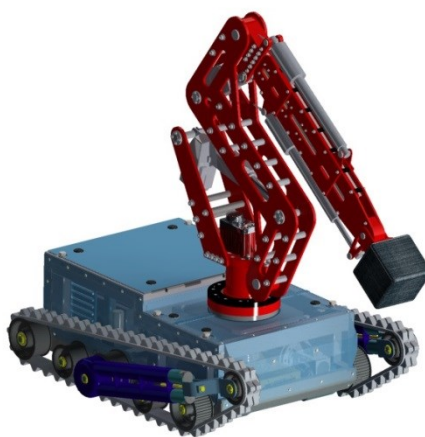
Z tabulky č. 30 lze vidět, že pohon LA22 pro rotační pohyb vyhovuje jak pro zatížení 15 kg, tak pro zatížení 20 kg. Největší síla 265 N vychází při zátěži 20 kg, maximální síla motoru je 400 N, tudíž motor daným podmínkám vyhovuje.

## 11 Kontrola stability na MR Ares

Pro kontrolu bude využit mobilní robot Ares, který je na pásovém podvozku viz obrázek č. 86. Kontrola stability bude prováděna se závažím o hmotnosti 20 kg. Analýzy budou řešeny pro přímé natočení ramene a podélné natočení ramene k mobilnímu robotu Ares.

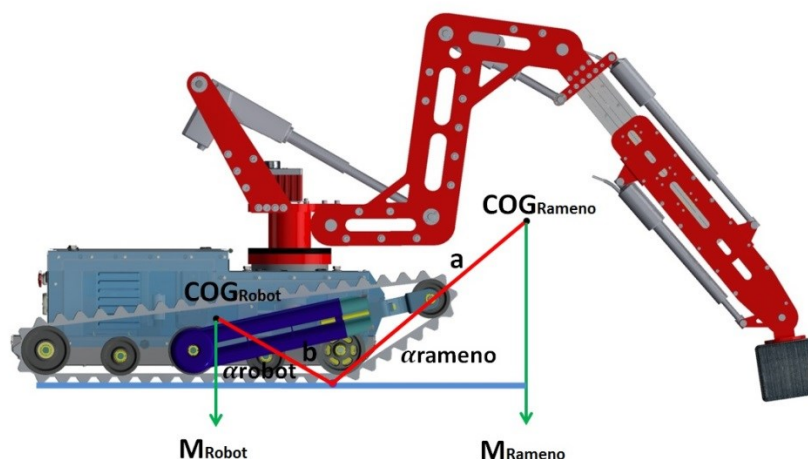
MR Ares	
Rozměry	1253 x 731 x 810 mm
Hmotnost	136 kg
Nosnost	150 kg
Rychlost	3 km/hod

Tabulka 31 - Parametry MR Ares [15]



Obrázek 86 - Mobilní robot ARES s manipulační nástavbou

### 11.1 Kontrola stability při přímém vyložení ramene



Obrázek 87 - Kontrola stability při přímém vyložení ramene

Celková hmotnost ramene:  $m_{Rameno} = 56[kg]$

Celková hmotnost OM:  $m_{OM} = 20[kg]$

Celková hmotnost robotu:  $m_{Robot} = 136[kg]$

Vzdálenost těžiště ramene k místu překlopení:  $a = 0,58[m]$

Vzdálenost těžiště robotu k místu překlopení:  $b = 0,34[m]$

Úhel těžiště ramene vůči zemi:  $\alpha_{Rameno} = 41[^\circ]$

Úhel těžiště robotu vůči zemi:  $\alpha_{Robot} = 30[^\circ]$

Gravitační síla ramene a objektu manipulace:

$$F_{Rameno+OM} = (m_{Rameno} + m_{OM}) \cdot g = (56 + 20) \cdot 9,81 = 745,6[N] \quad (2)$$

Gravitační síla robotu:

$$F_{Robot} = m_{Robot} \cdot g = 136 \cdot 9,81 = 1334,2[N] \quad (3)$$

Moment způsobující rameno a objekt manipulace při přímém vyložení ramene:

$$MI_{Rameno+OM} = F_{Rameno+OM} \cdot a \cdot \cos \alpha_{Rameno} = 745,6 \cdot 0,58 \cdot \cos 41 = 326 [Nm] \quad (4)$$

Moment způsobující robot při přímém vyložení ramene:

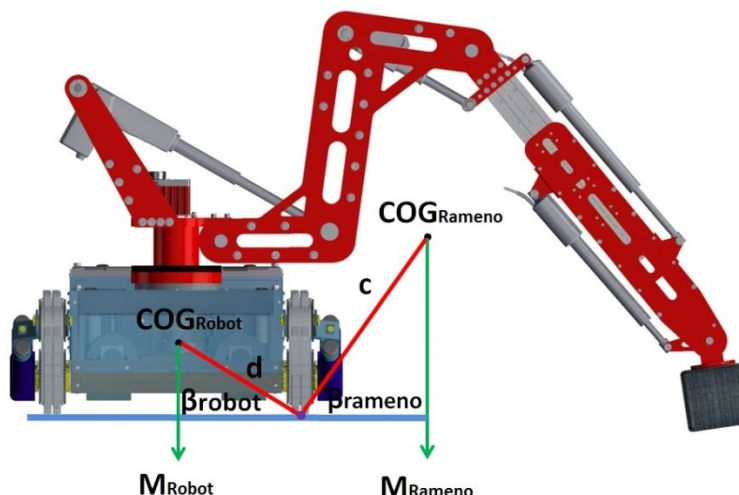
$$MI_{Robot} = F_{Robot} \cdot b \cdot \cos \alpha_{Robot} = 1334,2 \cdot 0,34 \cdot \cos 30 = 393 [Nm] \quad (5)$$

Podmínka splňující stabilitu:

$$MI_{Rameno+OM} < MI_{Robot} = 326 < 393[Nm] \quad (6)$$

Kontrola stability pro přímé vyložení ramene vůči robotu je prověřena. Výpočet porovnal vzniklé momenty robotu a ramene s objektem manipulace. Podmínka splňující stabilitu při přímém vyložení robotu byla úspěšně splněna, výsledný moment ramene s objektem manipulace vyšel menší než výsledný moment robotu. Nicméně tento výpočet je uvažován při klidovém stavu ramene a robotu. Řešení, které by snížilo moment robotu a objektu manipulace je menší vyložení robotu, nebo nižší hmotnost objektu manipulace.

## 11.2 Kontrola stability při příčném vyložení ramene



Obrázek 88 - Kontrola stability při příčném vyložení ramene

Vzdálenost těžiště ramene k místu překlpení:  $c = 0,48[m]$

Vzdálenost těžiště robotu k místu překlpení:  $d = 0,35[m]$

Úhel těžiště ramene vůči zemi:  $\beta_{Rameno} = 58[^\circ]$

Úhel těžiště robotu vůči zemi:  $\beta_{Robot} = 23[^\circ]$

Moment způsobující rameno a objekt manipulace při příčném vyložení ramene:

$$MII_{Rameno+OM} = F_{Rameno+OM} \cdot c \cdot \cos \beta_{Rameno} = 745,6 \cdot 0,48 \cdot \cos 58 = 190 [N_m] \quad (7)$$

Moment způsobující robot při příčném vyložení ramene:

$$MII_{Robot} = F_{Robot} \cdot d \cdot \cos \beta_{Robot} = 1334,2 \cdot 0,35 \cdot \cos 23 = 429 [N_m] \quad (8)$$

Podmínka splňující stabilitu:

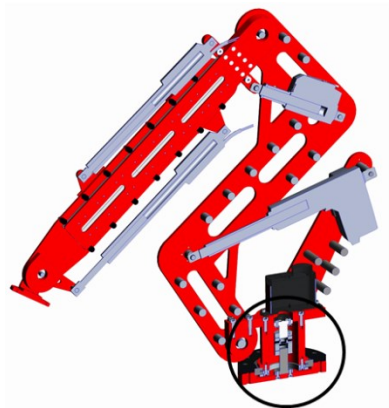
$$MII_{Rameno+OM} < MII_{Robot} = 190 < 429 [N_m] \quad (9)$$

Kontrola stability pro příčné vyložení ramene vůči robotu je prověřena. Výpočet porovnal vzniklé momenty robotu a ramene s objektem manipulace. Podmínka splňující stabilitu při příčném vyložení robotu byla úspěšně splněna, výsledný moment ramene s objektem manipulace vyšel menší než výsledný moment robotu. Tato poloha je mnohem příznivější, než poloha při přímém vyložení ramene vůči robotu.

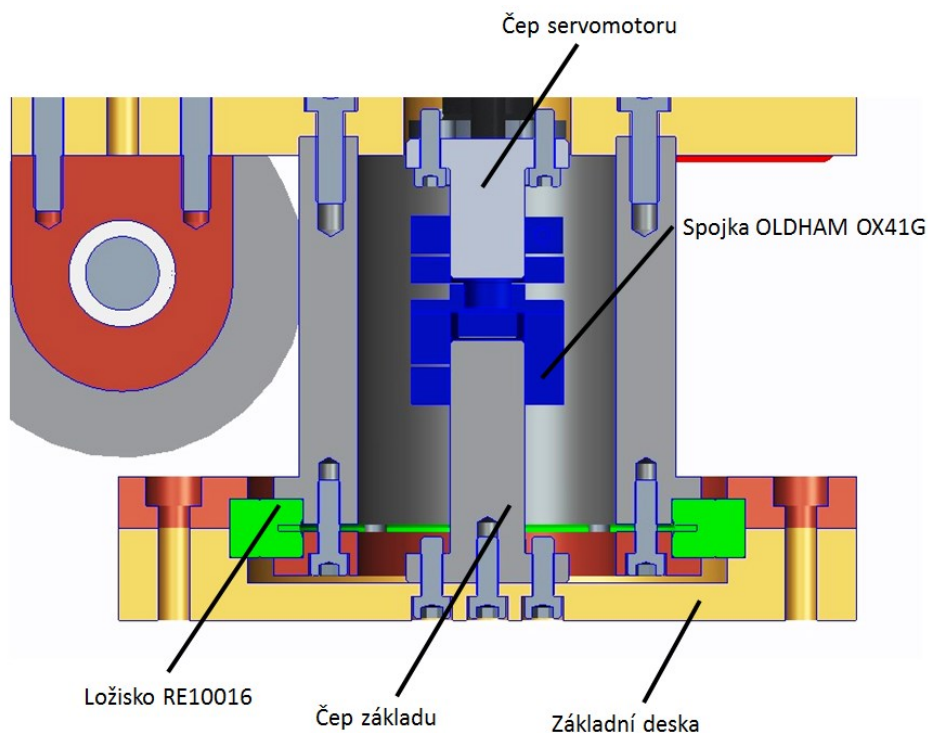


## 12 Kontrola jednotlivých kloubů

### 12.1 Rotační jednotka 1. Kloubu



Obrázek 89 - Řez 1. Kloubu



Obrázek 90 - Detailní řez 1. Kloubu

Řez kloubu je pro přehlednost zobrazen v nepravých barvách. Rotační jednotka 1. Kloubu se skládá z ložiska se zkříženými válečky RE10016, které je dimenzované pro přenášení axiální a radiální síly i pro klopné momenty. Propojení servomotoru Torxis i00853 a základní desky je realizováno pomocí dvou čepů, které navzájem spojuje spojka OLDHAM OX41G. Tato spojka se skládá ze dvou nábojů s vrtáním Ø20 mm a středu. Spojka dokáže vyrovnávat axiální posunutí, radiální a úhlovou nesouosost. Tato spojka je dimenzována na krouticí moment až 17 Nm.

### 12.1.1 Kontrola ložiska RE10016

Axiální síla působící na ložisko:

$$F_{a1} = 680 \text{ [N]}$$

Radiální síla působící na ložisko:

$$F_{r1} = 14 \text{ [N]}$$

Moment působící na ložisko:

$$M_L = 440 \text{ [Nm]}$$

Základní dynamická únosnost:

$$C = 31\,700 \text{ [N]}$$

Základní statická únosnost:

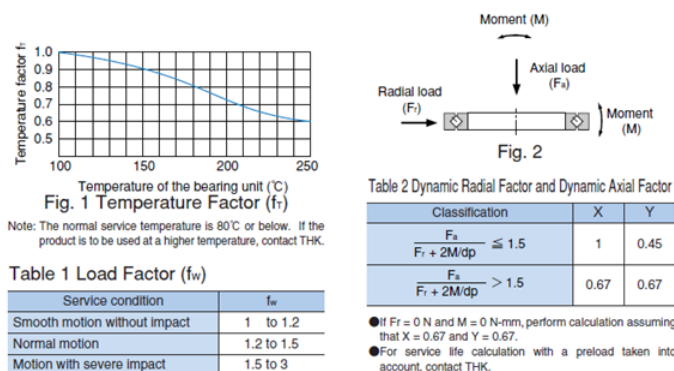
$$C_0 = 48\,600 \text{ [N]}$$

Roztečný průměr válečků:

$$d_p = 121,1 \text{ [mm]}$$

Exponent rovnice trvanlivosti:

$$M = \frac{10}{3}$$



Obrázek 91 – Doporučené koeficienty a výpočet dynamického faktoru ložiska [9]

Radiální a axiální dynamický faktor:

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1} + \frac{2 \cdot M_L}{d_p}} = \frac{680}{14 + \frac{2 \cdot 440\,000}{121,1}} = 0,093 \quad (10)$$

Koeficient axiálního dynamického zatížení:

$$Y = 0,45$$

Koeficient radiálního dynamického zatížení:

$$X = 1$$

Dynamické zatížení:

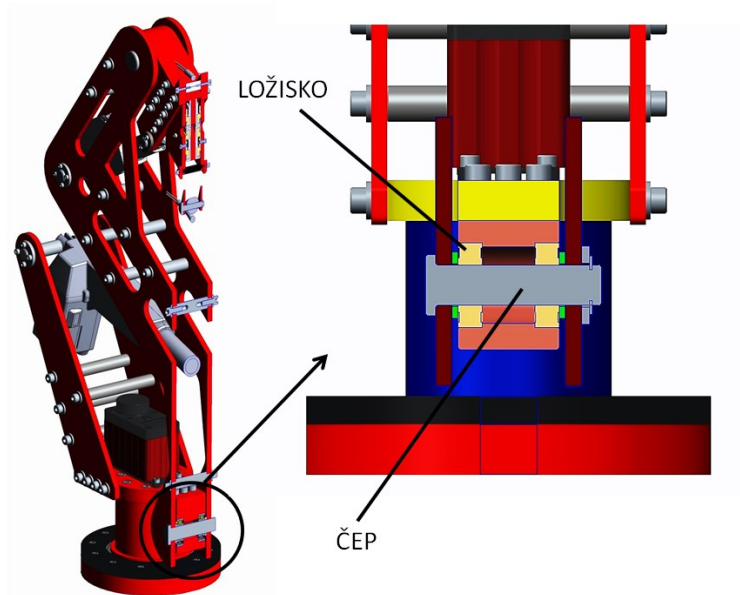
$$P_c = X \cdot \left( F_{r1} + \frac{2 \cdot M_L}{d_p} \right) + Y \cdot F_{a1} = 1 \cdot \left( 14 + \frac{2 \cdot 440\,000}{121,1} \right) + 0,45 \cdot 680 = 7\,586 \text{ [N]} \quad (11)$$

Životnost:

$$L = \left( \frac{f_t \cdot C}{f_w \cdot P_c} \right)^M \cdot 10^6 = \left( \frac{1 \cdot 31\,700}{1,2 \cdot 7\,586} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6 = 64\,005\,494 \text{ [ot.]} \quad (12)$$

## 12.2 Čep a ložiska 2. Kloubu

### 12.2.1 Kontrola čepu

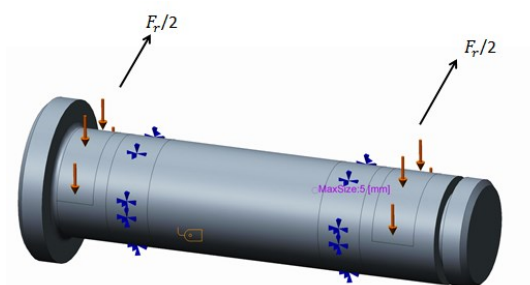


Obrázek 92 - Řez 2. Kloubu

Řez kloubu je pro přehlednost zobrazen v nepravých barvách. Pro 3. Kloub byl zvolen čep Ø20 mm a délce 80 mm. Z dynamické analýzy v CREO Mechanism Dynamics Options, byly zjištěny radiální a axiální síly, které na daný kloub působí. Analýza byla prováděna se závažím o hmotnosti 20 kg.

Radiální síla $F_r$	3500 N
Axiální síla $F_a$	13 N
Materiál	12 010
Dovolené napětí s koeficientem bezpečnosti 2	140 MPa [5]

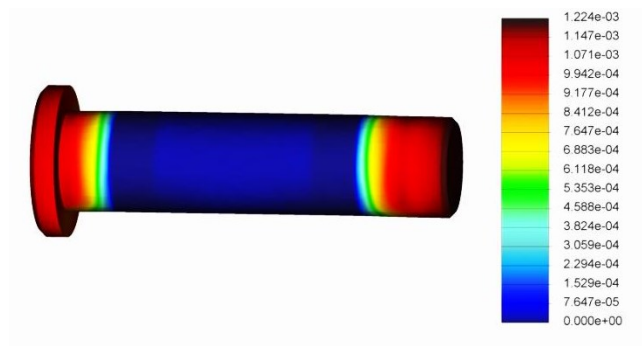
Tabulka 32 - Vlastnosti čepu 2. Kloubu



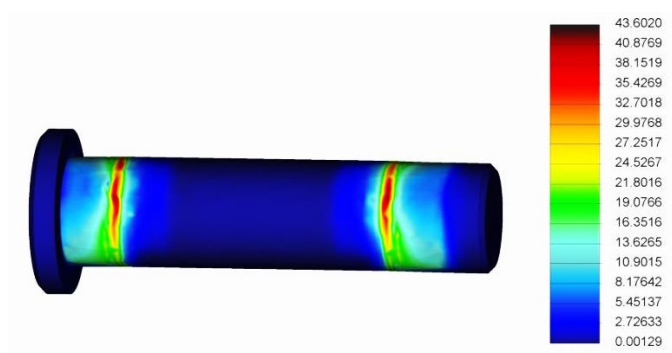
Obrázek 93 - Definování čepu 2. Kloubu v CREO Simulate

Pevnostní analýza byla řešena jako součást. Nejprve se na čepu vytvořily objemové regiony v místech, kde jsou ložiska. Na tyto místa se pak vytvořily upevnění. Dále se vytvořily objemové regiony v místech, kde působí síly na čep. Byl definován materiál čepu

a velikost mřížky pro pevnostní výpočet byl zvolen 5 mm. Axiální síla byla ve výpočtu zanedbána.



Obrázek 94 - Maximální deformace čepu 2. Kloubu

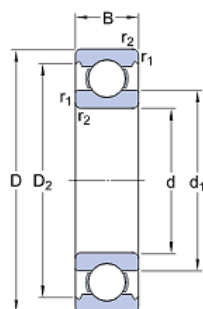


Obrázek 95 - Maximální napětí čepu 2. Kloubu

Na obr. č. 94 je zobrazena maximální deformace čepu. Maximální deformace byla vypočtena 0,001 mm. Na obr. č. 95 je zobrazeno maximální napětí. Napětí bylo vypočteno 43 MPa, tato hodnota je menší než dovolených 140 MPa. Čep pro daný kloub vyhovuje.

### 12.2.2 Kontrola ložiska

Bylo zvoleno jednořadé kuličkové ložisko firmy SKF s označením 6004. Do kloubu byly vloženy dvě tyto ložiska, jak lze vidět na obrázku č. 92.



d	20	mm
D	42	mm
B	12	mm
d <sub>1</sub>	≈ 27.2	mm
D <sub>2</sub>	≈ 37.19	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 0.6	mm

Obrázek 96 - Parametry ložiska 6004 [8]

Axiální síla působící na kloub:	$F_{a2} = 13 \text{ [N]}$
Radiální síla působící na kloub:	$F_{r2} = 3\,500 \text{ [N]}$
Radiální síla působící na jedno ložisko:	$\frac{F_{r2}}{2} = 1\,750 \text{ [N]}$
Základní dynamická únosnost:	$C = 10\,000 \text{ [N]}$
Základní statická únosnost:	$C_0 = 5\,000 \text{ [N]}$
Koeficient axiálního dynamického zatížení:	$Y = 0$
Koeficient radiálního dynamického zatížení:	$X = 1$
Exponent rovnice trvanlivosti pro bodový styk:	$M = 3$
Otáčky:	$n = 10 \text{ [ot/min]}$

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení:

$$Pr = \frac{Fr2}{2} \cdot X + F_{a2} \cdot Y = \frac{3500}{2} \cdot 1 + 13 \cdot 0 = 1\,750 \text{ [N]} \quad (13)$$

Základní trvanlivost:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{Pr}\right)^m = \left(\frac{10\,000}{1\,750}\right)^3 = 186 \text{ [mil. otáček]} \quad (14)$$

Základní trvanlivost v hod.:

$$L_{10hod} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 186 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 10} = 310\,981 \text{ [hod]} \quad (15)$$

Součinitel statické bezpečnosti:

$$S_0 = \frac{C_0}{Pr} = \frac{5000}{1750} = 2,86 \quad (16)$$

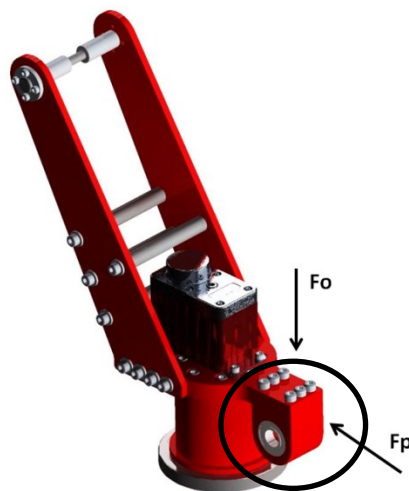
Podmínka bezpečnosti:

$$S_0 \geq S_{DOV} = 2,86 \geq 2 \quad (17)$$

Ložisko pro daný kloub vyhovuje. Byl také proveden kontrolní výpočet v systému Mitcalc, kde hodnoty vyšly totožně s vypočtenými hodnotami. Při kontrolním výpočtu bylo zohledněno otáčení robotu, takže na jedno ložisko působila větší síla.

### 12.2.3 Kontrola kritického místa šroubového spojení

V této kapitole bude kontrolováno šroubové spojení, které je realizováno pomocí šesti šroubů M8 o délce 30 mm. Osová a příčná síly byly zjištěny z dynamické analýzy.



Obrázek 97 - Kritické místo šroubového spojení

Šrouby:	6x M8 x 30
Osová síla:	$F_o = 500 \text{ [N]}$
Příčná síla:	$F_p = 3500 \text{ [N]}$
Součinitel tření na závitu:	$f_z = 0,15$
Součinitel zohledňující složku krutu:	$\beta = 1,3$
Mez kluzu:	$R_e = 300 \text{ [MPa]}$
Dovolené napětí ve střihu:	$\tau_{DOV} = 60 \text{ [MPa]}$

Normálové napětí v tahu jednoho šroubu:

$$\sigma_t = \frac{F_o}{S} \cdot \frac{1}{6} = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} \cdot \frac{1}{6} = \frac{500}{\frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}} \cdot \frac{1}{6} = 2,5 \text{ [MPa]} \quad (18)$$

Výpočet redukovaného třecího úhlu:

$$\tan \varphi' = \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,15}{\cos \frac{60}{2}} = 9,826^\circ \quad (19)$$

Úhel stoupání závitu:

$$\tan \gamma' = \frac{P_N}{\pi \cdot d_2} = \frac{1,25}{\pi \cdot 7,188} = 3,168^\circ \quad (20)$$

Smykové napětí v krutu jednoho šroubu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \cdot \frac{1}{6} = \frac{F_o \cdot \tan(\varphi + \gamma') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{16}} \cdot \frac{1}{6} = \frac{500 \cdot \tan(9,8 + 3,16) \cdot \frac{7,188}{2}}{\frac{\pi \cdot 6,466^3}{16}} \cdot \frac{1}{6} = 1,3 \text{ [MPa]} \quad (21)$$

Redukované napětí jednoho šroubu:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot (\tau_k)^2} = \sqrt{2,5^2 + 4 \cdot (1,3)^2} = 3,6 \text{ [MPa]} \quad (22)$$

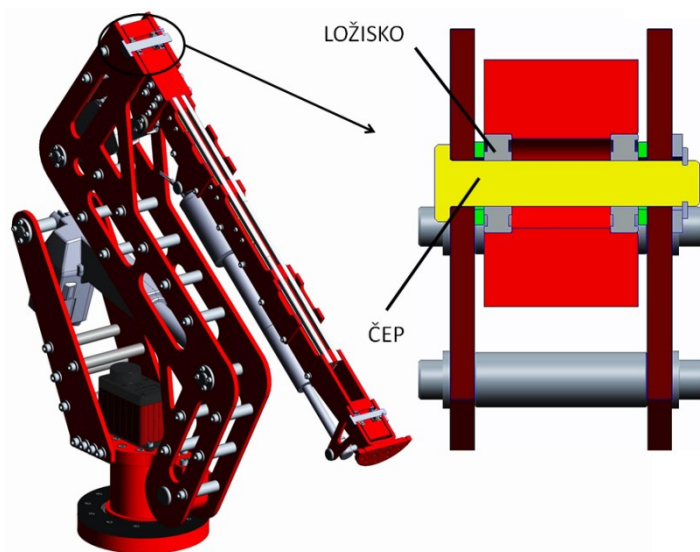
Kontrola šroubů na střih:

$$\tau_s = \frac{F_p}{\frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} \cdot \frac{1}{6} \leq \tau_{DOV} = \frac{3500}{\frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}} \cdot \frac{1}{6} = 17,7 \leq 60 \text{ [MPa]} \quad (23)$$

Kontrola šroubového spojení namáhaného osovou silou vyšla příznivě. Normálové napětí v jednom šroubu vyšlo 2,5 MPa, smykové napětí vyšlo 1,3 MPa a redukované napětí 3,6 MPa. Šrouby bylo potřeba zkontrolovat na střih, protože příčná síla působící na spojení je 3 500N. Smykové napětí jednoho šroubu M8-30 vyšlo 17,7 MPa, což je menší než dovolené napětí 60 MPa. Pro šrouby M8 třídy 8.8 je předepsán utahovací moment 25Nm.

## 12.3 Čep a ložiska 3. Kloubu

### 12.3.1 Kontrola čepu

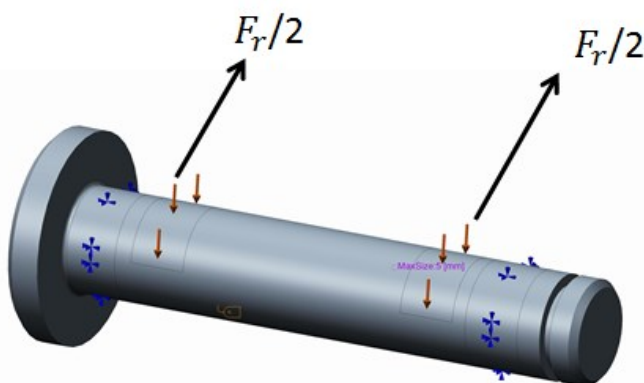


Obrázek 98 - Řez 3. Kloubu

Řez kloubu je pro přehlednost zobrazen v nepravých barvách. Pro 3. Kloub byl zvolen čep Ø15 mm a délce 80 mm. Z dynamické analýzy v CREO Mechanism Dynamics Options, byly zjištěny radiální a axiální síly, které na daný kloub působí. Analýza byla prováděna se závažím o hmotnosti 20 kg.

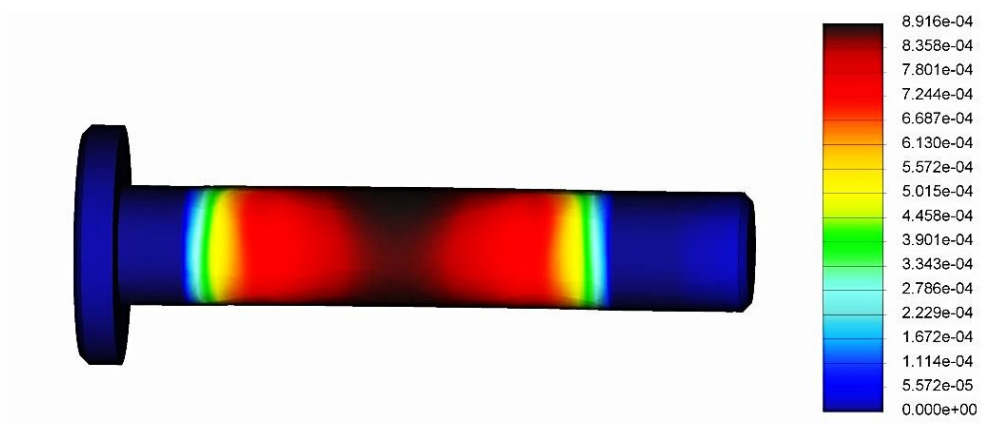
Radiální síla $F_r$	1450 N
Axiální síla $F_a$	5 N
Materiál	12 010
Dovolené napětí s koeficientem bezpečnosti 2	140 MPa [5]

Tabulka 33 - Vlastnosti čepu 3. Kloubu



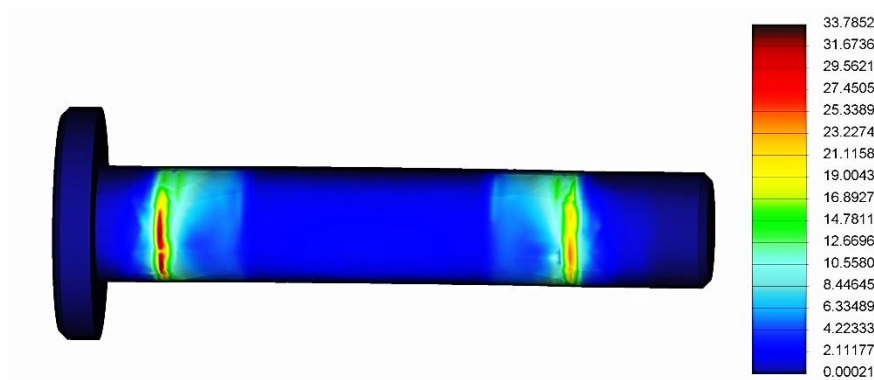
Obrázek 99 - Definování čepu 3. Kloubu v CREO Simulate

Pevnostní analýza byla řešena jako součást. Nejprve se na čepu vytvořily objemové regiony v místech, kde jsou ložiska. Na tyto místa se pak vytvořily síly působící na čep. Byl definován materiál čepu a velikost mřížky pro pevnostní výpočet byl zvolen 5 mm. Axiální síla byla ve výpočtu zanedbána.



Obrázek 100 - Maximální deformace čepu 3. Kloubu



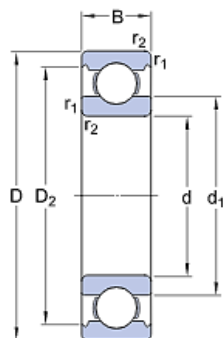


Obrázek 101 - Maximální napětí čepu 3. Kloubu

Na obr. č. 100 je zobrazena maximální deformace čepu. Maximální deformace byla vypočtena 0,0009 mm. Na obr. č. 101 je zobrazeno maximální napětí. Napětí bylo vypočteno 33 MPa, tato hodnota je menší než dovolených 140 MPa. Čep pro daný kloub vyhovuje.

### 12.3.2 Kontrola ložiska

Bylo zvoleno jednořadé kuličkové ložisko firmy SKF s označením 6002. Do kloubu byly vloženy dvě tyto ložiska, jak lze vidět na obrázku č. 97.



d	15	mm
D	32	mm
B	9	mm
d <sub>1</sub>	≈ 20.5	mm
D <sub>2</sub>	≈ 28.2	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 0.3	mm

Obrázek 102 - Parametry ložiska 6002 [8]

Axiální síla působící na kloub:

$$F_{a3} = 5 \text{ [N]}$$

Radiální síla působící na kloub:

$$F_{r3} = 1450 \text{ [N]}$$

Radiální síla působící na jedno ložisko:

$$\frac{F_{r3}}{2} = 725 \text{ [N]}$$

Základní dynamická únosnost:

$$C = 5800 \text{ [N]}$$

Základní statická únosnost:

$$C_0 = 2800 \text{ [N]}$$

Koeficient axiálního dynamického zatížení:	$Y = 0$
Koeficient radiálního dynamického zatížení:	$X = 1$
Exponent rovnice trvanlivosti pro bodový styk:	$M = 3$
Otáčky:	$n = 10 \text{ [ot/min]}$

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení:

$$Pr = \frac{Fr^3}{2} \cdot X + F_{a3} \cdot Y = \frac{1450}{2} \cdot 1 + 5 \cdot 0 = 725 \text{ [N]} \quad (24)$$

Základní trvanlivost:

$$L_{10} = \left( \frac{C}{Pr} \right)^m = \left( \frac{5800}{725} \right)^3 = 512 \text{ [mil. otáček]} \quad (25)$$

Základní trvanlivost v hod.:

$$L_{10hod} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 512 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 10} = 853\,333 \text{ [hod]} \quad (26)$$

Součinitel statické bezpečnosti:

$$S_0 = \frac{C_0}{Pr} = \frac{2800}{725} = 3,9 \quad (27)$$

Podmínka bezpečnosti:

$$S_0 \geq S_{DOV} = 3,9 \geq 2 \quad (28)$$

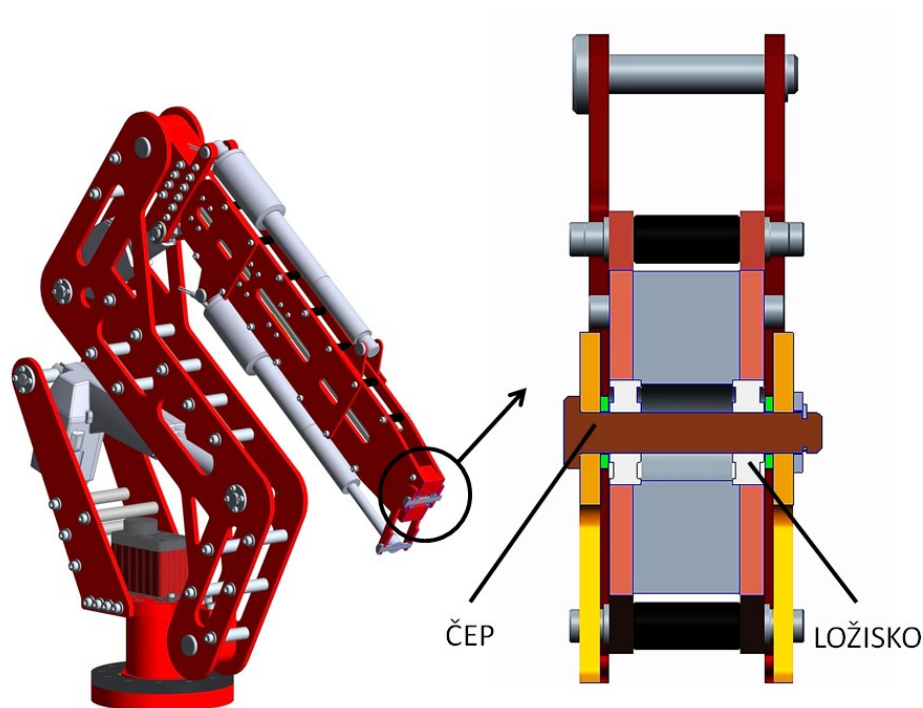
Ložisko pro daný kloub vyhovuje. Byl také proveden kontrolní výpočet v systému Mítalc, kde hodnoty vyšly totožně s vypočtenými hodnotami. Při kontrolním výpočtu bylo zohledněno otáčení robotu, takže na jedno ložisko působila větší síla.

## **12.4 Lineární vedení 4. Kloubu**

Lineární vedení (Igus DryLin N), které bylo vybráno v dřívější konstrukci, není příliš vhodné pro tuto aplikaci. Vozíčky vedení mají velkou radiální únosnost, ale jejich klopný moment je nízký. Pro aplikaci by bylo vhodnější řešení použít teleskopické lišty firmy Chambrelan, které by splňovaly danou únosnost. Z každé strany by stačila jedna lišta. Konstrukce by se také odlehčila, protože v aktuální verzi je na lineárním vedení příliš mnoho posuvných vozíčků.

## 12.5 Čep a ložiska 5. Kloubu

### 12.5.1 Kontrola čepu

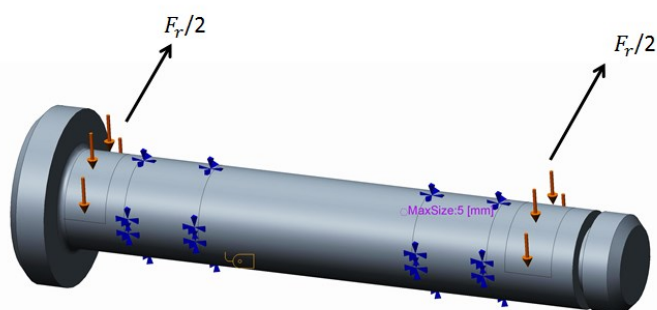


Obrázek 103 - Řez 5. Kloubu

Řez kloubu je pro přehlednost zobrazen v nepravých barvách. Pro 5. Kloub byl zvolen čep Ø10 mm a délce 60 mm. Z dynamické analýzy v CREO Mechanism Dynamics Options, byly zjištěny radiální a axiální síly, které na daný kloub působí. Analýza byla prováděna se závažím o hmotnosti 20 kg.

Radiální síla $F_r$	450 N
Axiální síla $F_a$	0,02 N
Materiál	12 010
Dovolené napětí s koeficientem bezpečnosti 2	140 MPa [5]

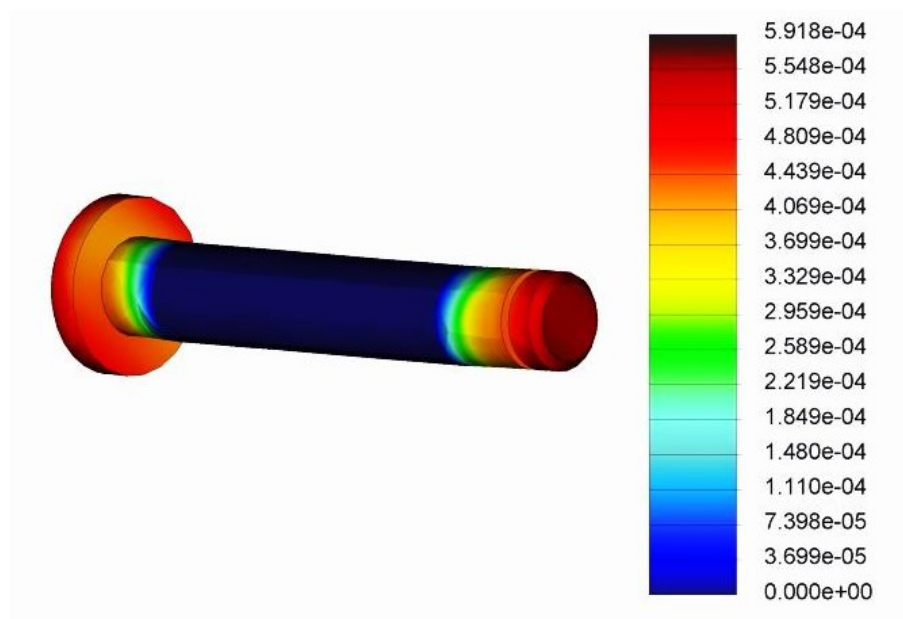
Tabulka 34 - Vlastnosti čepu 5. Kloubu



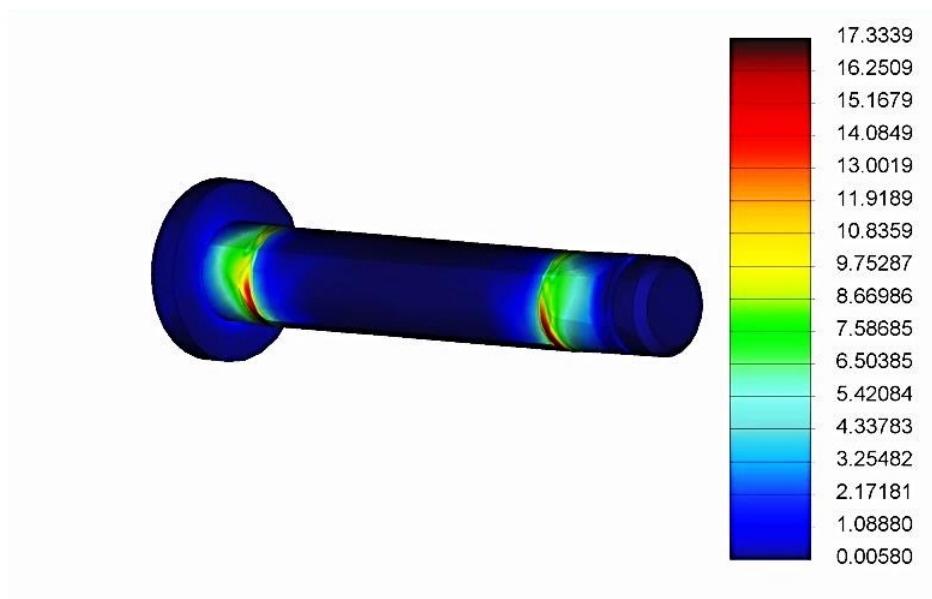
Obrázek 104 - Definování čepu 5. Kloubu v CREO Simulate

Pevnostní analýza byla řešena jako součást. Nejprve se na čepu vytvořily objemové regiony v místech, kde jsou ložiska. Na tyto místa se pak vytvořily upevnění. Dále se

vytvořily objemové regiony v místech, kde působí síly na čep. Byl definován materiál čepu a velikost mřížky pro pevnostní výpočet byl zvolen 5 mm. Axiální síla byla ve výpočtu zanedbána.



Obrázek 105 - Maximální deformace čepu 5. Kloubu

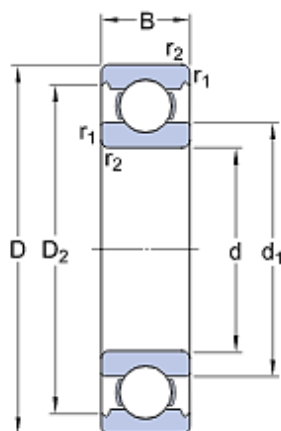


Obrázek 106 - Maximální napětí čepu 5. Kloubu

Na obr. č. 105 je zobrazena maximální deformace čepu. Maximální deformace byla vypočtena 0,0006 mm. Na obr. č. 106 je zobrazeno maximální napětí. Napětí bylo vypočteno 17 MPa, tato hodnota je menší než dovolených 140 MPa. Čep pro daný kloub vyhovuje.

### 12.5.2 Kontrola ložiska

Bylo zvoleno jednořadé kuličkové ložisko firmy SKF s označením 6000. Do kloubu byly vloženy dvě tyto ložiska, jak lze vidět na obrázku č. 102.



d	10	mm
D	26	mm
B	8	mm
d <sub>1</sub>	≈ 14.8	mm
D <sub>2</sub>	≈ 22.6	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 0.3	mm

Obrázek 107 - Parametry ložiska 6000 [8]

Axiální síla působící na kloub:  $F_{a4} = 0,02 \text{ [N]}$

Radiální síla působící na kloub:  $F_{r4} = 450 \text{ [N]}$

Radiální síla působící na jedno ložisko:  $\frac{F_{r4}}{2} = 225 \text{ [N]}$

Základní dynamická únosnost:  $C = 4\,800 \text{ [N]}$

Základní statická únosnost:  $C_0 = 2\,000 \text{ [N]}$

Koeficient axiálního dynamického zatížení:  $Y = 0$

Koeficient radiálního dynamického zatížení:  $X = 1$

Exponent rovnice trvanlivosti pro bodový styk:  $M = 3$

Otáčky:  $n = 10 \text{ [ot/min]}$

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení:

$$Pr = \frac{Fr4}{2} \cdot X + F_{a4} \cdot Y = \frac{450}{2} \cdot 1 + 0,02 \cdot 0 = 225 \text{ [N]} \quad (29)$$

Základní trvanlivost:

$$L_{10} = \left( \frac{C}{Pr} \right)^m = \left( \frac{4800}{225} \right)^3 = 9\,709 \text{ [mil. otáček]} \quad (30)$$

Základní trvanlivost v hod.:

$$L_{10hod} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 9709 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 10} = 16\,181\,728 \text{ [hod]} \quad (31)$$

Součinitel statické bezpečnosti:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_r} = \frac{2000}{225} = 8,9 \quad (32)$$

Podmínka bezpečnosti:

$$S_0 \geq S_{DOV} = 8,9 \geq 2 \quad (33)$$

Ložisko pro daný kloub vyhovuje. Byl také proveden kontrolní výpočet v systému Mitalcalc, kde hodnoty vyšly totožně s vypočtenými hodnotami.

### **13 Ekonomická analýza**

Jedním z bodů zadání, bylo zhodnotit ekonomickou náročnost daného ramene. Byly analyzovány jednotlivé vyráběné komponenty a jejich odhadovaná cena byla sepsána do tabulky č. 36. Při odhadu celkové ceny byly zohledněny ceny materiálů a práce na nich vykonaná. Také byly přidány všechny nakupované komponenty, jejich ceny byly v některých případech odhadovány, z důvodu neuvedení ceny na stránkách výrobce.

Analýza byla rozdělena do tří skupin. První skupina se zabývala vyráběnými komponenty, zde byla zohledněna cena materiálu, ze kterého byl daný komponent vyroben a taky technologická operace. Celková cena za vyráběné komponenty činí 26 279 Kč. Druhá skupina analyzovala nakupované komponenty, jako jsou motory, ložiska, spojky atd. Celková cena nakupovaných dílů činí 37 960 Kč. Poslední třetí skupina zohledňuje spojovací součásti, jako jsou šrouby, podložky, pojistné kroužky atd. Celková cena spojovacího materiálu činí 385 Kč.

Celková cena ramene se všemi vyráběnými komponenty, nakupovanými díly a spojovacím materiálem činí 64 625 Kč.

Montáž ramene byla odhadnuta na částku 2 500 Kč.

Podrobnou ekonomickou analýzu s rozpisem všech komponentů přikládám do přílohy.

## **14 Závěr**

Cílem diplomové práce byla optimalizace robotického ramene s lineárními pohony. Na začátku je potřeba říci, že se práce zabývala především optimalizací tuhosti ramene. Po zhodnocení stavu dokumentace ramene byly vybrány dvě varianty řešení nejzatěžovanější součásti, tedy šroubovaný a svařovaná varianta. Každá z těchto variant byla analyzována v CREO Simulate. Pro výběr optimální varianty byla vybrána různá kritéria, podle kterých se navržené varianty hodnotily. Jako neoptimálnější byla vybrána konstrukce se šroubovaným základem.

Po výběru optimální konstrukce řešení, byly provedeny analýzy jednotlivých komponent. Tyto analýzy probíhaly rovněž v CREO Simulate. Hlavní parametry analýz byly: zatěžovací síly, upevnění daného komponentu, zadání směru gravitace, v případě analýzy sestavy, se zadávaly plošné regiony v místech, kde na sebe navazovaly dva komponenty. Po analýzách všech součástí se přešlo k analýze celkové sestavy ramene. Dřívější konstrukce měla při zatížení 15 kg celkovou deformaci na konci ramene 8mm a napětí se pohybovalo okolo 200 MPa. Optimalizovaná konstrukce se zatížením 15 kg dosáhla deformace na konci ramene 2 mm a napětí bylo 88 MPa. Analýza proběhla i pro zatížení 20 kg, kde se deformace pohybovala okolo 2,8 mm a napětí v rameni přibližně 98 MPa.

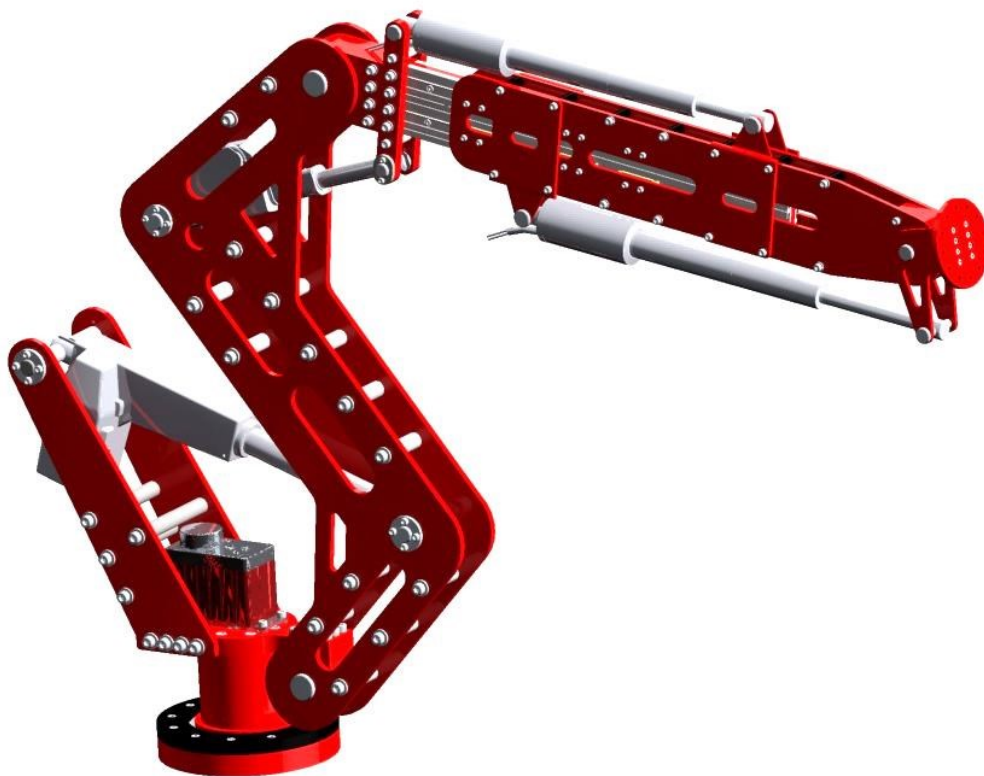
Další část diplomové práce obsahuje kontrolu navržených pohonů. Pohony se analyzovaly v CREO Mechanism Dynamics Options. Analýza vycházela z nepříznivé polohy ramene. Z této polohy vycházela inverzní úloha, koncovému bodu se přednastaví požadovaná rychlost ve směrech x, y a z. Po dokončení inverzní úlohy se dané polohy, rychlosti a zrychlení jednotlivých pohonů uložily do tabulek, které se následně použily v další části analýzy. Jako další byla vytvořena přímá úloha, kdy se dané rychlosti, které jsme získali z inverzní úlohy, vložily přímo do jednotlivých pohonů a tak byly zjištěny síly nebo momenty na těchto pohonech. Všechny pohony jsou dimenzovány pro nosnost ramene 20 kg.

Při tomto zatížení bylo rameno také analyzováno na modelu mobilním robotu Ares. Proběhly dvě situace řešení a to v přímém směru vůči robotu a v příčném směru vůči robotu. Pro přímé vyložení vyšel výsledný moment ramene 326 Nm a moment robotu 392 Nm. Tato poloha není příliš vhodná, řešením by bylo menší vyložení ramene, nebo

manipulování s menší hmotností na konci ramene. Při situaci, kdy bylo rameno v příčném směru vůči robotu Ares, vyšel moment ramene 190 Nm a moment robotu 429 Nm. Tato poloha už je mnohem příznivější, tudíž nehrozí překlopení robotu.

Poslední část této práce se zabývala výpočetními kontrolami jednotlivých čepů a ložisek v kloubech. Reakce, které na klouby působily, byly zjištěny z přímé úlohy.

Na základě výsledné konstrukce ramene, byla zhotovena ekonomická analýza. Tato analýza byla rozdělena do tří skupin. První skupina se zabývala vyráběnými komponenty, kde celková cena činí 26 279 Kč. Druhá skupina analyzovala nakupované komponenty, jako jsou motory, ložiska, spojky atd. Celková cena nakupovaných dílů činí 37 960 Kč. Poslední třetí skupina zohledňuje spojovací součásti, jako jsou šrouby, podložky, pojistné kroužky atd. Spojovací materiál byl vyčíslen na cenu 385 Kč. Celková cena tedy činí 64 625 Kč. Montáž ramene byla vyčíslena na částku 2 500 Kč.



Obrázek 108 - Výsledná sestava robotu



## 15 Seznam obrázků

Obrázek 1 - Výchozí sestava ramene [16] .....	13
Obrázek 2 – Rozložení pseudohustot [12] .....	16
Obrázek 3 - Zobrazení pseudohustot v intervalu 0,9 – 1 [12] .....	16
Obrázek 4 - Síť modelu ojnice [14] .....	17
Obrázek 5 - Tvar technického objektu před optimalizací [13] .....	18
Obrázek 6 - Technický objekt po optimalizaci [13] .....	18
Obrázek 7 - Šroubovaná varianta .....	21
Obrázek 8 - Detail šroubovaného základu ramene .....	21
Obrázek 9 – Definovaná šroubovaná sestava v prostředí CREO Simulate .....	22
Obrázek 10 - Celková deformace šroubované varianty .....	22
Obrázek 11 - Celkové napětí šroubované varianty .....	23
Obrázek 12 - Svařovaná varianta .....	23
Obrázek 13 - detail svařovaného základu ramene .....	24
Obrázek 14 - Definovaná svařovaná sestava v prostředí CREO Simulate .....	24
Obrázek 15 - Obrázek 9 - Celková deformace svařované varianty .....	25
Obrázek 16 - Celkové napětí svařované varianty .....	25
Obrázek 17 - Optimální varianta .....	28
Obrázek 18 - Očíslování jednotlivých komponent pro analýzy .....	29
Obrázek 19 - Připojovací příruba efektoru .....	29
Obrázek 20 - Definovaná sestava příruby v CREO Simulate .....	30
Obrázek 21 – Maximální deformace příruby efektoru .....	30
Obrázek 22 – Maximální napětí příruby efektoru .....	31
Obrázek 23 - Koncový plech starší verze .....	31
Obrázek 24 - Definovaná součást koncového plechu v CREO Simulate .....	32
Obrázek 25 - Maximální deformace koncového plechu starší verze .....	32
Obrázek 26 - Maximální napětí koncového plechu starší verze .....	33
Obrázek 27 - Maximální deformace koncového plechu nové neodlehčené verze .....	33
Obrázek 28 - Maximální deformace koncového plechu nové odlehčené verze .....	34
Obrázek 29 - Maximální napětí koncového plechu nové odlehčené verze .....	34
Obrázek 30 - Výsledná verze koncového plechu .....	35
Obrázek 31 - Rám starší verze .....	35
Obrázek 32 - Definovaná sestava rámu v CREO Simulate .....	36
Obrázek 33 - Maximální deformace rámu starší verze .....	36

Obrázek 34 - Maximální napětí rámu starší verze .....	37
Obrázek 35 - Maximální deformace rámu nové neodlehčené verze .....	37
Obrázek 36 - Maximální napětí rámu nové neodlehčené verze.....	38
Obrázek 37 - Maximální deformace rámu nové odlehčené verze .....	38
Obrázek 38 - Maximální napětí rámu nové odlehčené verze .....	39
Obrázek 39 - Výsledná verze rámu.....	39
Obrázek 40 - Rameno starší verze .....	40
Obrázek 41 - Definované rameno v CREO Simulate .....	40
Obrázek 42 - Maximální deformace ramene starší verze .....	41
Obrázek 43 - Maximální napětí ramene starší verze .....	41
Obrázek 44 - Maximální deformace ramene nové neodlehčené verze .....	42
Obrázek 45 - Maximální napětí ramene nové neodlehčené verze .....	42
Obrázek 46 - Maximální deformace ramene nové odlehčené verze.....	43
Obrázek 47 - Maximální napětí ramene nové odlehčené verze.....	43
Obrázek 48 - Výsledná verze ramene .....	44
Obrázek 49 - Základní rameno starší verze .....	44
Obrázek 50 - Definované základní rameno v CREO Simulate .....	45
Obrázek 51 - Maximální deformace základního ramene starší verze.....	45
Obrázek 52 - Maximální napětí základního ramene starší verze.....	46
Obrázek 53 - Maximální deformace základního ramene nové neodlehčené verze .....	47
Obrázek 54 - Maximální napětí základního ramene nové neodlehčené verze .....	47
Obrázek 55 - Maximální deformace základního ramene nové odlehčené verze .....	48
Obrázek 56 - Maximální napětí základního ramene nové odlehčené verze .....	48
Obrázek 57 - Výsledná verze základního ramene .....	49
Obrázek 58 - Držák motoru starší verze .....	49
Obrázek 59 - Definovaný držák motoru v CREO Simulate .....	50
Obrázek 60 - Maximální deformace držáku motoru starší verze.....	50
Obrázek 61 - Maximální napětí držáku motoru starší verze.....	50
Obrázek 62 - Maximální deformace držáku motoru nové verze .....	51
Obrázek 63 - Maximální napětí držáku motoru nové verze .....	51
Obrázek 64 - Výsledná verze držáku motoru .....	52
Obrázek 65 - Definování celkové sestavy v CREO Simulate .....	52
Obrázek 66 - Maximální deformace ramene se zatížením 15 kg .....	53
Obrázek 67 - Maximální napětí ramene se zatížením 15 kg.....	53
Obrázek 68 - Maximální deformace ramene se zatížením 20 kg .....	54

Obrázek 69 - Maximální napětí ramene se zatížením 20 kg.....	54
Obrázek 70 - Výsledná sestava ramene .....	55
Obrázek 71 - Rozsahy pohybů ramene .....	55
Obrázek 72 - Nepříznivá poloha ramene .....	56
Obrázek 73 - Torxis Servo i00853 [6] .....	57
Obrázek 74 – Graf momentu M1 při zatížení 15 kg .....	57
Obrázek 75 – Graf momentu M1 při zatížení 20 kg .....	57
Obrázek 76 - Linak LA31 [7] .....	58
Obrázek 77 - Linak LA23 [7] .....	59
Obrázek 78 - Graf Síly F3 při zátěži 15 kg .....	59
Obrázek 79 - Graf Síly F3 při zátěži 20 kg .....	59
Obrázek 80 - Linak LA22 [7] .....	60
Obrázek 81 - Graf Síly F4 při zátěži 15 kg .....	60
Obrázek 82 - Graf Síly F4 při zátěži 20 kg .....	60
Obrázek 83 - Linak LA22 [7] .....	61
Obrázek 84 - Graf Síly F5 při zátěži 15 kg .....	61
Obrázek 85 - Graf Síly F5 při zátěži 20 kg .....	61
Obrázek 86 - Mobilní robot ARES s manipulační nástavbou .....	62
Obrázek 87 - Kontrola stability při přímém vyložení ramene .....	62
Obrázek 88 - Kontrola stability při příčném vyložení ramene .....	64
Obrázek 89 - Řez 1. Kloubu .....	65
Obrázek 90 - Detailní řez 1. Kloubu .....	65
Obrázek 91 – Doporučené koeficienty a výpočet dynamického faktoru ložiska [9] .....	66
Obrázek 92 - Řez 2. Kloubu .....	67
Obrázek 93 - Definování čepu 2. Kloubu v CREO Simulate .....	67
Obrázek 94 - Maximální deformace čepu 2. Kloubu .....	68
Obrázek 95 - Maximální napětí čepu 2. Kloubu .....	68
Obrázek 96 - Parametry ložiska 6004 [8] .....	68
Obrázek 97 - Kritické místo šroubového spojení .....	70
Obrázek 98 - Řez 3. Kloubu .....	71
Obrázek 99 - Definování čepu 3. Kloubu v CREO Simulate .....	72
Obrázek 100 - Maximální deformace čepu 3. Kloubu .....	72
Obrázek 101 - Maximální napětí čepu 3. Kloubu .....	73
Obrázek 102 - Parametry ložiska 6002 [8] .....	73
Obrázek 103 - Řez 5. Kloubu .....	75

Obrázek 104 - Definování čepu 5. Kloubu v CREO Simulate .....	75
Obrázek 105 - Maximální deformace čepu 5. Kloubu.....	76
Obrázek 106 - Maximální napětí čepu 5. Kloubu.....	76
Obrázek 107 - Parametry ložiska 6000 [8] .....	77
Obrázek 108 - Výsledná sestava robotu .....	80

**16 Seznam tabulek**

Tabulka 1 - Body zadání.....	20
Tabulka 2 - Požadavkový list.....	20
Tabulka 3 - Kritéria hodnocení.....	26
Tabulka 4 - Hodnoty kritérií.....	26
Tabulka 5 - Významnost kritérií.....	26
Tabulka 6 - Hodnocení jednotlivých kritérií.....	26
Tabulka 7 - Porovnávání kritérií.....	27
Tabulka 8 - Koeficienty významnosti.....	27
Tabulka 9 - Výpočet vážených indexů.....	27
Tabulka 10 - Porovnání variant.....	28
Tabulka 11- Vlastnosti příruby efektoru.....	30
Tabulka 12 - Vlastnosti koncového plechu starší verze.....	32
Tabulka 13 - Srovnávací tabulka koncového plechu.....	35
Tabulka 14 - Vlastnosti rámu starší verze.....	36
Tabulka 15 - Srovnávací tabulka rámu.....	39
Tabulka 16 - Vlastnosti ramene starší verze.....	41
Tabulka 17 - Vlastnosti ramene nové verze.....	42
Tabulka 18 - Srovnávací tabulka ramene.....	43
Tabulka 19 - Vlastnosti základního ramene starší verze.....	45
Tabulka 20 - Vlastnosti základního ramene nové verze.....	46
Tabulka 21 – Srovnávací tabulka základního ramene.....	48
Tabulka 22 - Vlastnosti držáku motoru starší verze.....	50
Tabulka 23 - Srovnávací tabulka držáku motoru.....	51
Tabulka 24 - Celková hmotnost ramene.....	55
Tabulka 25 - Rozsahy pohybů ramene.....	55
Tabulka 26 - Kontrola pohonu Torxis Servo i00853.....	57
Tabulka 27 - Kontrola pohonu Linak LA31.....	58
Tabulka 28 - Kontrola pohonu Linak LA23.....	59
Tabulka 29 - Kontrola pohonu Linak LA22(Translační pohyb).....	60
Tabulka 30 - Kontrola pohonu Linak LA22(Rotační pohyb).....	61
Tabulka 31 - Parametry MR Ares [15].....	62
Tabulka 32 - Vlastnosti čepu 2. Kloubu.....	67

Tabulka 33 - Vlastnosti čepu 3. Kloubu .....	72
Tabulka 34 - Vlastnosti čepu 5. Kloubu .....	75

## 17 Seznam použité literatury

- [1] Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské práce. [online] [cit. 2013-11-07].  
Dostupné z www: <<http://robot.vsb.cz/pozadavky-na-prace>>
- [2] SKAŘUPA, J. *Kreativita a inovační myšlení v konstruování*. [online] 1. vyd.  
Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. [cit. 2013-11-07]. 230 s. ISBN 978-80-248-1717-0.  
Dostupné z www: <[http://robot.vsb.cz/files/resources/kreativita\\_a\\_inovace.pdf](http://robot.vsb.cz/files/resources/kreativita_a_inovace.pdf)>
- [3] SKAŘUPA, J., MOSTÝN, V. *Metody a prostředky návrhu průmyslových a servisních robotů*. 1.vydání, Košice: Edice vědecké a odborné literatury – Strojní fakulta TU v Košicích, 2002. s 190. ISBN-80-88622-55-0
- [4] KONEČNÝ, Z., KRYŠ, V. *CAD III – pevnostní analýzy*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 198 s. Multimediální učební text. ISBN 978-80-248-1513-8. (2007 – učebnice, skriptum). [online] [cit. 2015-10-20]. Dostupné z www:  
<<http://robot.vsb.cz/skripta/cad-iii/index.html>>
- [5] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Albra, Úvaly, 2003, ISBN 80-7361-033-7
- [6] Torxis Servo i00853. *Invenscience* [online]. [cit. 2016-05-07]. Dostupné z:  
[http://www.invenscience.com/index\\_files/torxis\\_rotary\\_servo.htm](http://www.invenscience.com/index_files/torxis_rotary_servo.htm)
- [7] Linak [online]. [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: <http://www.linak.cz>
- [8] SKF [online]. [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: <http://www.skf.com>
- [9] THK [online]. [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: <https://tech.thk.com>
- [10] Teatechnik [online]. [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/>

- [11] Metoda konečných prvků. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Metoda\\_konečných\\_prvků](https://cs.wikipedia.org/wiki/Metoda_konečných_prvků)
- [12] Využití topologických optimalizací při vývoji výrobků. *Ansys* [online]. [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: [http://www.ansys.stuba.sk/ANSYS2008/prednasky/SVS%20FEM/Optimization/A2\\_Hauptvogel&Potesil\\_Vyuziti\\_topologickych\\_optimalizaci\\_pri\\_vyvoji.pdf](http://www.ansys.stuba.sk/ANSYS2008/prednasky/SVS%20FEM/Optimization/A2_Hauptvogel&Potesil_Vyuziti_topologickych_optimalizaci_pri_vyvoji.pdf)
- [13] Optimalizace. *Techsoft-Eng* [online]. [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: <http://www.techsoft-eng.cz/vypocetni-analyzy/optimalizace/>
- [14] MKP. *CVUT* [online]. [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: <http://www.civ.cvut.cz/ESF/info/MKP/>
- [15] Mobilní robot Ares [online]. [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: <http://robot.vsb.cz/mobilni-roboty/ares/>
- [16] HRUŠKA, Tomáš. *Konstrukční návrh robotického ramene s využitím lineárních pohonů*. Ostrava, 2013. Diplomová práce. VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra robototechniky.

## 18 Seznam Příloh

### 1 Přílohy

- Ekonomická analýza ramene
- Technické údaje nakupovaných komponent
- Pevnostní analýza

### 2 Výkresová dokumentace

- Výkres sestavy ramene
- Výkresy podsestav
- Výrobní výkresy součástí

### 3 CD-ROM

- CD-ROM: Vrožina, T. Diplomová práce